

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

CONCEPTION ET ÉVALUATION
EXPÉRIMENTALE D'UN ACTIONNEUR
LINÉAIRE ENTRAÎNÉ PAR EMBRAYAGES
MAGNÉTORHÉOLOGIQUES(MR) POUR
SUSPENSION AUTOMOBILE ACTIVE

Mémoire de maîtrise
Spécialité : Génie Mécanique

William EAST

Sherbrooke (Québec) Canada

Juillet 2020

MEMBRES DU JURY

Jean-Sébastien PLANTE

Directeur

Alexis LUSSIER-DESBIENS

Évaluateur

François CHARRON

Évaluateur

Mathieu PICARD

Évaluateur / Rapporteur

RÉSUMÉ

Les fonctions principales d'une suspension automobile sont d'assurer le confort et la sécurité des passagers, tout en améliorant les performances dynamiques du véhicule. Toutefois, il n'est pas possible de rencontrer toutes ces fonctions à la fois, puisqu'ils demandent des paramètres d'ajustement de suspension opposés [1]. Ce sont ces compromis de design, couplés aux profils irréguliers et non prévisibles des routes, qui induisent des mouvements et des vibrations indésirables dans l'habitacle. De plus, selon la norme ISO-2631, ces vibrations induites aux passagers peuvent causer des problèmes de santé, en plus d'être le principal facteur du mal des transports [2]. Ces problèmes peuvent être résolus par un système de suspension active qui permettrait des corrections de l'assiette du véhicule et une atténuation des vibrations pour augmenter le confort, tout en maximisant la sécurité des passagers et les performances dynamiques du véhicule. Toutefois, les technologies actuelles d'actionneurs actifs pour des applications de suspension automobile ne sont pas encore adoptées commercialement à grande échelle compte tenu de leur grand coût et des lacunes au niveau de leurs performances.

Ce mémoire présente une étude de faisabilité évaluant le potentiel des actionneurs à embrayages magnétorhéologiques (MR) glissants pour une application de suspension active pour les automobiles. D'abord, un état de l'art présentant les différentes technologies de suspension active actuelles ainsi que les propriétés intrinsèques des actionneurs MR est présenté. Ensuite, une application représentative est sélectionnée, soit un actionneur avant pour une berline de gamme moyenne (BMW 330ci 2001). Un modèle dynamique complet de la voiture, monté dans le logiciel Siemens Amesim et validé par des tests routiers sur un véhicule instrumenté, est utilisé pour définir des requis de design représentatifs. Un design d'actionneur linéaire possédant un moteur électrique à haute vitesse entraînant deux embrayages MR en rotation opposée est proposé. Ceux-ci permettent de générer les forces nécessaires au mouvement de la roue grâce à un système de doubles pignons et crémaillère supporté par un arbre cannelé à billes. L'actionneur est construit et testé expérimentalement. Les résultats démontrent que tous les requis de design sont atteints, et que l'actionneur peut générer des forces maximales de ± 5300 N, une vitesse maximale de ± 1.97 m/s et une bande passante de 92 Hz en utilisant un filtre de mise en forme sur la commande. En comparaison avec la jambe de suspension standard du véhicule, l'actionneur MR a une masse ajoutée de 14 kg, avec une masse non suspendue ajoutée de 3 kg. Lorsque comparée à d'autres technologies pertinentes de suspension active, l'approche MR présente simultanément une meilleure densité de force et une meilleure vitesse (bande passante), tout en ajoutant une masse suspendue minime. Les résultats expérimentaux de ce premier prototype non optimisé suggèrent que l'actionnement par glissement d'embrayages MR est prometteur pour les applications de suspensions actives dans le domaine de l'automobile.

MOTS CLÉS

Automobile, Suspension active, Embrayages magnétorhéologiques (MR), Actionneur à glissement contrôlé, Mécanisme pignon-crémaillère.

REMERCIEMENTS

Je tiens d'abord à remercier mon directeur de recherche Jean-Sébastien Plante et mon coéquipier Jérôme Turcotte. Je voudrais aussi remercier Exonetik Inc. pour leur support technique et financier, les bourses d'études à la maîtrise du FRQNT et du CRSNG pour leur support financier, ainsi que le programme de stages Mitacs. Merci à SRP Control System ltd, KDE Direct, Advanced Motion Control et Maxx Amps pour la qualité des composants qu'ils ont fournis pour le prototype.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ.....	iii
MOTS CLÉS	iv
REMERCIEMENTS	iv
TABLE DES MATIÈRES	v
LISTE DES FIGURES.....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
1 INTRODUCTION	1
1.1 Mise en contexte et problématique	1
1.2 Définition du projet de recherche	2
1.3 Objectifs du projet de recherche	3
1.4 Contributions originales	3
1.5 Plan du mémoire.....	4
2 ÉTAT DE L'ART	5
2.1 Technologies d'actionnement actif.....	5
2.1.1 Hydraulique	5
2.1.2 Électromagnétique.....	6
2.1.3 Electrohydraulique	7
2.1.4 Électrique	8
2.1.5 Tableau comparatif.....	9
2.2 Propriétés d'un actionneur MR.....	10
2.3 Conclusion de l'état de l'art.....	11
3 ARTICLE.....	12
3.1 Avant-propos	12
3.2 Résumé français.....	12
3.3 Title.....	13
3.4 Keywords.....	13
3.5 Abstract.....	13
3.6 Introduction	14
3.6.1 Current Automotive Active Suspension Technologies	14
3.6.2 MR Actuation.....	18
3.7 Actuator Design.....	21
3.7.1 Design Requirements	21
3.7.2 Proposed Actuator Design.....	26

3.7.3	Structural Validation	30
3.8	Experimental Results	31
3.8.1	Rotary Test Bench	32
3.8.2	Linear Dynamometer Tests	34
3.8.3	Actuator Mass Validations	40
3.8.4	Experimental Results Summary	41
3.9	Conclusion	42
3.10	Acknowledgments	43
4	CONCLUSION	44
4.1	Sommaire	44
4.2	Travaux futurs	45
	RÉFÉRENCES	46

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Suspension passive (gauche) vs suspension active (droite) [3]	1
Figure 1.2 : Suspension de siège actif MR [4]	2
Figure 2.1 : Schéma du système de suspension active hydraulique de Williams [6].....	5
Figure 2.2 : Système de suspension active électromagnétique de BOSE [11].....	6
Figure 2.3 : Système passif (a) vs actionneur linéaire électromagnétique de Eindhoven (b) [8].....	7
Figure 2.4 : Système de suspension active électrohydraulique de ClearMotion [14]	7
Figure 2.5 : Système de suspension active électrique de la Audi A8 2019 [17]	8
Figure 2.6 : Fonctionnement du mode de transmission de couple d'un embrayage MR	10
Figure 2.7 : Comparaison inertielle d'un système moteur-transmission avec un actionneur MR .	11
Figure 3.1. Hydraulic Active Suspension System of Williams's F1 [6].	15
Figure 3.2. Direct-Drive Electromagnetic Active Suspension System of BOSE [25].	16
Figure 3.3. Electromagnetic Hydrostatic Active Suspension System of ClearMotion [14].	17
Figure 3.4. Geared Electric Motor Active Suspension System of Audi [17].	17
Figure 3.5. Reflected Mass of an Electromagnetic Geared Motor Compared to a MR Clutch Driven System.	19
Figure 3.6. Cut view of Exonetik's 37 N.m MR Clutch.	20
Figure 3.7. MR Actuator CAD in the Test Vehicle (BMW 330ci).	22
Figure 3.8. Sprung Mass Vertical Acceleration PSD w/o Active Suspension (Wheel Reference Frame).	23
Figure 3.9. Ideal Actuator Speed-Force Diagram (Wheel Reference Frame).	24
Figure 3.10. Working Principle Diagram of the MR Actuator.	27
Figure 3.11. Cut View of the Actuator in Fully Compressed and Fully Out Position (Spring Removed).	28
Figure 3.12. (a) Inside View of the Transfer Case and Gearing.	29
Figure 3.13. MR Actuator Assembled Prototype.	30
Figure 3.14. Standard Upright vs Inverted Configuration of a Macpherson Strut.	31
Figure 3.15. Test Bench for MR Clutch and Motor Characterization.	32
Figure 3.16. Exonetik 37 N.m MR Clutch Characterization Results.	33
Figure 3.17. KDE700XF-295-G3 Electric Motor Power and Torque Curve.	34
Figure 3.18. MR Actuator on MTS 322-31 Test Rig.	35
Figure 3.19. MR Actuator Force to Current Relationship (1 Hz) (Actuator Reference Frame). ..	36
Figure 3.20. MR Actuator Force Hysteresis (0.5 Hz) (Actuator Reference Frame).	36
Figure 3.21. MR Actuator Parasitic Force (Actuator Reference Frame).	37
Figure 3.22. MR Actuator Peak Linear Speed Test Setup.	38
Figure 3.23. MR Actuator Linear Speed (Actuator Reference Frame).	38
Figure 3.24. Model-Referenced Feedforward Controller.	39
Figure 3.25. MR Actuator Blocked Output Force Bandwidth (Actuator Reference Frame).	40
Figure 3.26. Detailed Mass Comparison of Stock Suspension vs. MR Actuator Suspension.	41

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 : Comparaison entre les différentes technologies de suspension active actuelles pour le domaine de l'automobile	9
Table 3.1. Specification Comparison of Active Suspension Technologies (Wheel Reference Frame).	18
Table 3.2. Load Cases for the Test Vehicle (Wheel Reference Frame) Modified Images from [26]	24
Table 3.3. Comparison Between the MR Actuator Design Requirements Target and Relevant Active Suspension Technologies (Actuator Reference Frame).	26
Table 3.4. MR Actuator Key Characteristics.	29
Table 3.5. Target vs. Measured Actuator Performance (Actuator Reference Frame).	41

1 INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte et problématique

Les suspensions automobiles ont les principales fonctions d'assurer le confort et la sécurité des passagers, tout en améliorant les performances dynamiques du véhicule. Toutefois, avec les systèmes de suspension « passifs » ou « semi-actifs » actuels, il n'est pas possible de rencontrer toutes ces fonctions à la fois, puisqu'ils demandent des paramètres d'ajustement de suspension contradictoires [1]. Ce sont ces compromis de design, couplés aux profils irréguliers et non prévisibles des routes, qui induisent des mouvements et des vibrations indésirables dans l'habitacle. De plus, ces vibrations de la route qui sont induites aux passagers peuvent créer des problèmes de santé (ISO-2631), et sont les principaux facteurs des inconforts et du mal des transports [2]. Ces problèmes peuvent être résolus par un système de suspension active qui permettrait des corrections de l'assiette du véhicule et une atténuation des vibrations, tout en maximisant la sécurité des passagers et les performances dynamiques du véhicule (Figure 1.1). Toutefois, les efforts déployés jusqu'à maintenant pour développer une technologie d'actionnement pour une suspension active rapide, forte, fiable et commercialement viable pour les automobiles n'ont pas encore été fructueux.



Figure 1.1 : Suspension passive (gauche) vs suspension active (droite) [3]

La démonstration expérimentale d'un actionneur MR à glissement continu a été effectuée pour une suspension active de siège, et a démontré des diminutions de vibrations de deux à trois fois meilleures qu'une suspension passive standard [4]. L'architecture comprenant un moteur électrique à haute vitesse et deux embrayages MR a permis de faire un actionneur peu coûteux et compact, et ce, sans compromis des performances dynamiques (Figure 1.2). De plus, ce prototype a démontré des capacités d'atténuation des vibrations équivalentes au siège commercialement disponible « Bose Ride System », et ce, avec une masse deux fois plus petite [4].

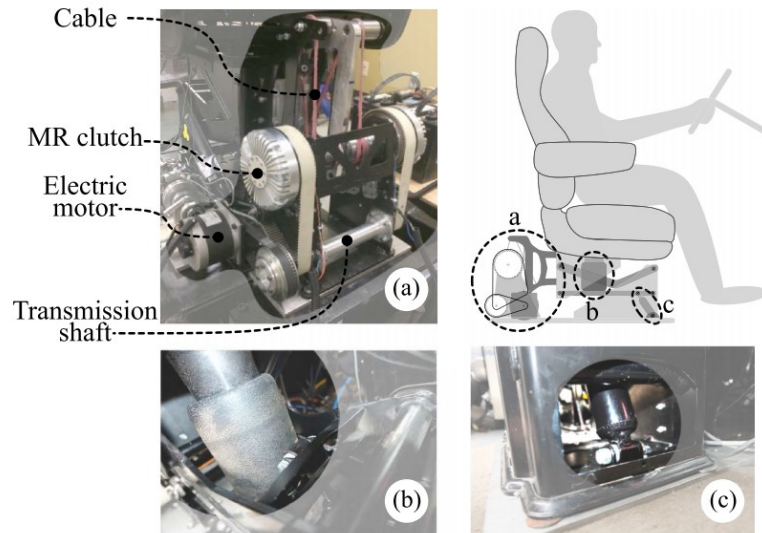


Figure 1.2 : Suspension de siège actif MR [4]

Toutefois, même si les suspensions actives de sièges permettent une grande diminution des vibrations, celles-ci ne sont pas la meilleure option pour les véhicules qui veulent transporter plusieurs passagers confortablement. Premièrement, le mouvement actif d'un siège est indépendant de l'habitacle qui lui est relié au châssis du véhicule donc soumis aux perturbations; le mouvement relatif entre les deux peut être non-intuitif lorsque l'occupant utilise le volant, les pédales ou la console. Deuxièmement, les sièges actifs offrent seulement un contrôle dans l'axe vertical et ne peuvent pas compenser adéquatement les vibrations induites par le roulis et le lacet qui sont de grands contributeurs du mal des transports [2]. Finalement, un véhicule aurait besoin d'autant de sièges que de passagers, ce qui augmenterait considérablement la masse et le coût, principalement pour des véhicules tels que les minibus, les navettes ou même les autobus de transport. Tous ces problèmes pourraient être résolus par un système de suspension active installé aux quatre roues, qui permettrait non seulement du contrôle de vibrations, mais aussi des corrections de l'assiette qui augmenterait grandement la qualité du transport pour l'entièreté du véhicule et ses passagers. Dans le contexte de ce travail, les actionneurs pour siège actif ont des forces d'opérations qui sont un ordre de grandeur sous celles d'une suspension automobile. Le potentiel des embrayages MR à glissement continu pour une telle application de suspension active pour véhicule complet n'a jamais été évalué.

1.2 Définition du projet de recherche

Le projet présenté dans ce mémoire étudie expérimentalement le potentiel d'utiliser des actionneurs MR à glissement continu dans une application de suspension active pour les automobiles. Le concept d'actionneur proposé se base sur la même architecture qui a été utilisée pour le siège actif, soit une paire d'embrayages MR antagonistes entraînés par un moteur électrique à haute vitesse. Toutefois, celui-ci devra rencontrer des requis de design complètement différents

au niveau des forces, des vitesses, ainsi qu'au niveau de sa forme et de sa résistance mécanique, puisqu'il sera installé aux roues avant d'une berline de classe moyenne, soit une BMW 330ci 2001.

Aucun actionneur linéaire MR pour les requis de force et de puissance de l'application de suspension active automobile n'a été développé à ce jour. De plus, il n'existe pas non plus de technologie de suspension active rapide et commercialement viable, malgré plus de quarante ans de développement de la part de différents manufacturiers automobiles [5]. Les études du siège actif MR démontrent qu'une technologie par embrayage MR à glissement continu est prometteuse, et pourrait permettre une avancée majeure dans le domaine de la suspension automobile [4]. C'est ce qui justifie ce projet de recherche.

1.3 Objectifs du projet de recherche

L'objectif général du projet de recherche est de démontrer qu'un actionneur linéaire MR à glissement continu est capable de rencontrer expérimentalement les requis de design nécessaire au bon fonctionnement d'une suspension automobile active. Plus spécifiquement, le projet a pour objectifs de :

1. Déterminer les requis représentatifs d'un actionneur actif avant pour une BMW 330ci 2001;
 - *NOTE : Cette partie du travail a été réalisée par mon coéquipier Jérôme Turcotte, et n'est donc pas traitée en détail dans ce mémoire.*
2. Concevoir, fabriquer et assembler un actionneur MR qui répond à ces requis;
3. Évaluer expérimentalement les performances de l'actionneur par rapport à ces requis.

1.4 Contributions originales

Les travaux portant sur les actionneurs MR à glissement continu sont nouveaux et limités, surtout dans le domaine de la suspension. De plus, les travaux portant spécifiquement sur les suspensions actives ont principalement été effectués par des manufacturiers automobiles; ceux-ci sont donc confidentiels et dans le domaine privé. Le travail présenté dans ce mémoire expose donc plusieurs contributions scientifiques originales.

D'abord, ce mémoire présente une analyse détaillée d'un modèle de véhicule complet développé dans le logiciel Amesim et validé par des mesures expérimentales sur un véhicule test. Comme mentionné précédemment, celui-ci a été développé par mon collègue Jérôme Turcotte dans le cadre de sa maîtrise, et a permis la définition de requis de design représentatifs pour l'actionneur actif d'une berline de gamme moyenne, soit une BMW330ci 2001.

Ensuite, un prototype d'actionneur MR pour suspension active automobile n'a jamais été développé auparavant, et celui-ci présente une architecture novatrice de système doubles pignons-crémaillère supportés par un arbre à cannelé à billes. Ce design permet un actionnement sans jeu,

possédant très peu de friction, et capable de supporter les requis structurels d'une jambe de suspension.

Finalement, l'analyse expérimentale de l'actionneur a permis de démontrer qu'il est capable d'atteindre tous les requis de design, qu'il a une performance supérieure aux autres technologies de suspension active automobile actuelles, et principalement que la stratégie d'actionnement par glissement continu d'embrayages MR est prometteuse pour des applications de suspension active nécessitant de grandes forces et de grandes puissances.

1.5 Plan du mémoire

Ce mémoire est divisé en quatre sections. D'abord, cette première section présente l'introduction, la mise en contexte et les contributions originales du projet. Ensuite, la section 2 présente l'état de l'art antérieur sur le sujet. Celle-ci est divisée en sous-sections qui montrent successivement les technologies d'actionnement actif actuelles et les propriétés intrinsèques d'un embrayage MR qui en font une technologie potentiellement intéressante pour une application de suspension automobile active. La section 3 présente un article scientifique qui résume tous les travaux réalisés lors de ce projet de recherche, et qui est donc le cœur de ce mémoire. Celui-ci présente le design d'un actionneur actif à glissement continu entraîné par des embrayages MR, ainsi que les résultats des tests expérimentaux de caractérisation de celui-ci. Finalement, la section 4 présente un sommaire des travaux réalisés, ainsi qu'un aperçu des travaux futurs.

2 ÉTAT DE L'ART

2.1 Technologies d'actionnement actif

Depuis leur apparition en formule 1 en 1980 dans l'écurie Williams [6], plusieurs technologies d'actionnement actif pour les suspensions ont été développées par des manufacturiers automobiles et des groupes de recherche. La section suivante présente ces technologies en faisant ressortir leurs points positifs et négatifs respectifs. Toutefois, le domaine de l'automobile étant très compétitif, très peu de chiffres de performances sont disponibles, puisqu'ils restent la propriété confidentielle des manufacturiers. Même si une étude quantitative détaillée avait été souhaitable, cette section présente une étude plus qualitative de ces technologies.

2.1.1 Hydraulique

Cette technologie a été la première à être employée pour faire du contrôle actif de suspension automobile; c'est cette technologie qui a été développée par Williams en formule 1 pour contrôler l'assiette de ses véhicules et ainsi en augmenter les gains aérodynamiques [6]. Le système, présenté à la Figure 2.1, est composé d'une pompe et d'un accumulateur hydraulique reliés à huit valves de contrôle, soit deux par roues. Chaque paire de valves antagoniste permet d'envoyer de l'huile soit dans une chambre ou l'autre d'un cylindre hydraulique relié à la roue, permettant ainsi de la monter ou la baisser.

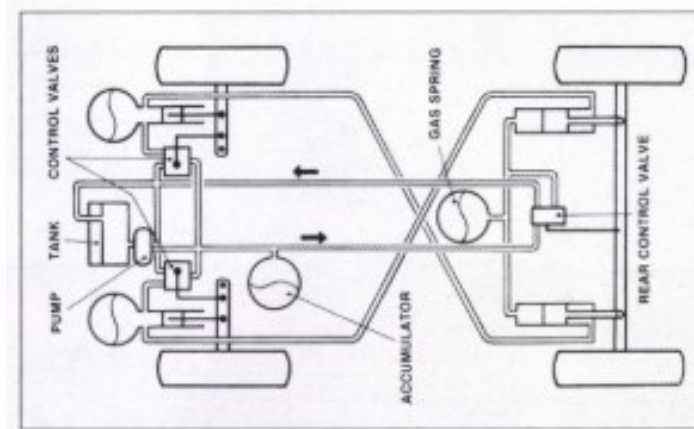


Figure 2.1 : Schéma du système de suspension active hydraulique de Williams [6]

Plusieurs exemples de cette technologie d'actionnement ont été développés, soit par General Motors en 1988 avec un système qui a coûté 27 millions de dollars et pris 10 ans avant d'être abandonné à cause de problèmes de friction et de corrosion [5], ou Mercedes en 1999 avec le ABC (Active Body Control) [7].

La technologie d'actionnement hydraulique active pour les suspensions automobiles se distingue par sa grande force et sa facilité d'intégration. Toutefois, ces actionneurs ont tous coûté très cher à développer et présentent des lacunes au niveau de la vitesse d'actionnement, de leur fiabilité et de leur consommation énergétique; c'est pourquoi on n'en retrouve pas de commercialement disponible actuellement [8] [9].

2.1.2 Électromagnétique

Cette technologie a été développée initialement par la compagnie de haut-parleurs BOSE en 2008 après 24 ans de travail. Le système, présenté à la Figure 2.2, est composé de quatre moteurs linéaires électromagnétiques, soit un système semblable aux technologies d'actionnement du mouvement des membranes de haut-parleurs [10]. En envoyant un courant dans un stator bobiné, le champ magnétique ainsi créé interagit avec les aimants permanents de la partie mobile, lui permettant de générer une force et de déplacer les roues.

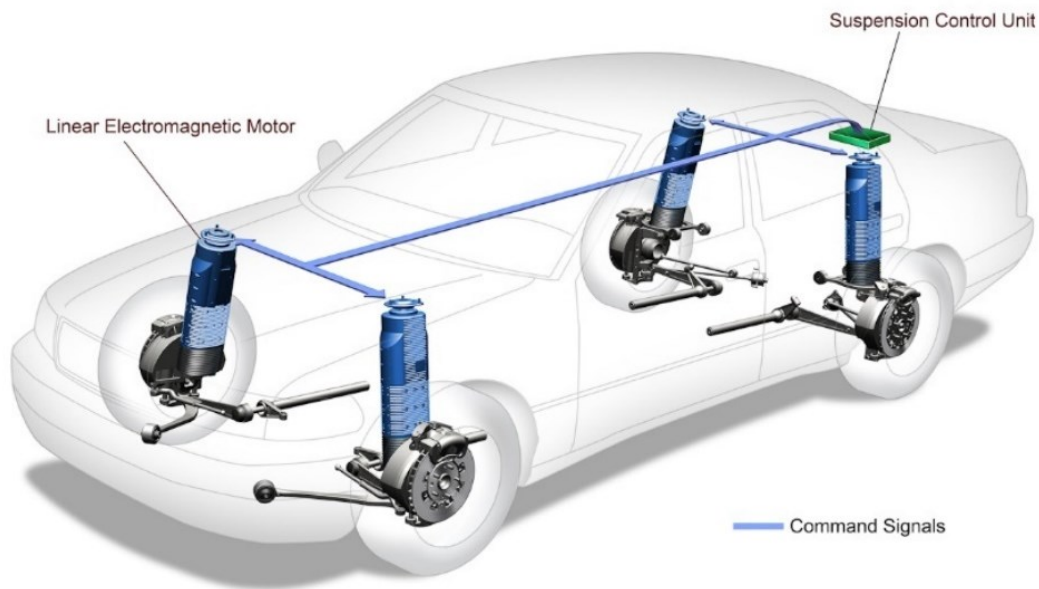


Figure 2.2 : Système de suspension active électromagnétique de BOSE [11]

En 2011, une équipe de chercheurs de l'Université d'Eindhoven a développé un actionneur linéaire électromagnétique similaire (Figure 2.3), et l'a installé aux roues avant d'une BMW [11]. La technologie d'actionnement électromagnétique active pour les suspensions automobiles se distingue par sa très grande bande passante et leur bonne intégration. Toutefois, le très grand coût de tels actionneurs dû à l'utilisation obligatoire de plusieurs aimants permanents dispendieux est la principale raison pourquoi il n'existe pas de système commercialement disponible avec cette technologie à ce jour [8] [12].

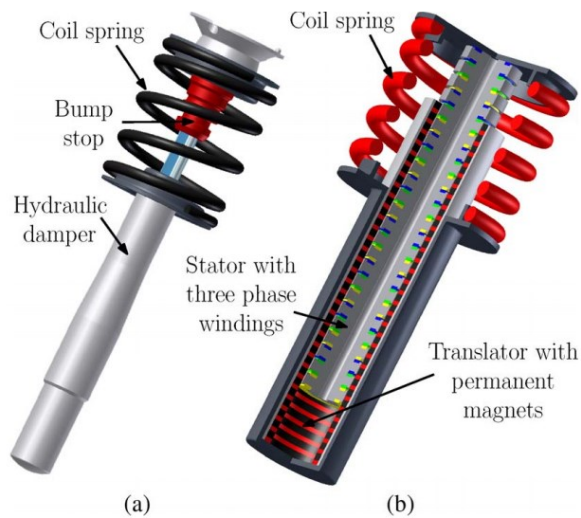


Figure 2.3 : Système passif (a) vs actionneur linéaire électromagnétique de Eindhoven (b) [8]

2.1.3 Électrohydraulique

Cette technologie est en développement depuis 2007 par la compagnie ClearMotion, qui a racheté en 2017 plusieurs brevets de contrôle de la compagnie BOSE [3]. Au lieu d'avoir une pompe et de valves de contrôle comme la technologie hydraulique, le système est composé de quatre petites pompes hydrauliques compactes contrôlées électroniquement qui ajuste la quantité d'huile directement dans les amortisseurs pour faire monter ou descendre la roue (Figure 2.4) [13].



Figure 2.4 : Système de suspension active électrohydraulique de ClearMotion [14]

Cette technologie semble prometteuse aux yeux des manufacturiers automobiles puisque la compagnie ClearMotion a réussi à récolter plus de 270 millions de dollars en deux phases de la part d'investisseurs importants tels que Bridgestone et Microsoft, et possède plus de 300 brevets sur sa technologie [15]. La technologie d'actionnement électrohydraulique active pour les suspensions automobiles se distingue par sa faible masse et sa grande vitesse linéaire [13] [16]. Toutefois, tout laisse croire que la technologie a des lacunes intrinsèques au niveau de sa bande passante, puisque depuis quelques années la compagnie travaille à développer des algorithmes de contrôle et de prédiction de la route par intelligence artificielle et par « machine learning ». Leur stratégie ambitieuse actuelle est d'enregistrer toutes les perturbations de la route dans un nuage virtuel pour tenter de cartographier l'entièreté des imperfections du réseau routier, pour ainsi prédire comment faire réagir ses actionneurs de façon proactive [15]. Rien n'indique si la compagnie va être capable de surmonter les limitations de bande passante de sa technologie électrohydraulique qui sont présentement estimés autours de 5 a 10 Hz [16] pour en faire une solution commercialement viable.

2.1.4 Électrique

Cette technologie a été développée par la compagnie Audi qui l'a implémentée sur son modèle A8 en 2018. Elle est la seule qui soit présentement disponible commercialement. Le système est composé d'un moteur électrique rotatif et d'une transmission qui sont connectés à la roue par un bras de levier (Figure 2.5). En variant le sens de rotation du moteur, on peut soit tirer ou pousser sur la roue pour la déplacer [17]. Pour être capable de produire les forces nécessaires, il y a un grand ratio de réduction à la sortie du moteur électrique. C'est pourquoi des éléments élastiques en séries sont installés entre la transmission et le levier pour protéger les composantes en cas de retour de force par une perturbation de la route.

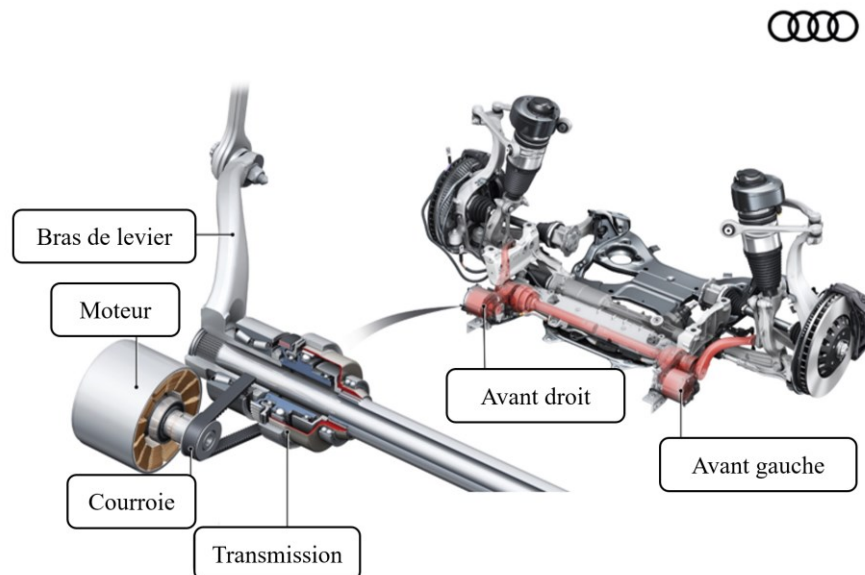


Figure 2.5 : Système de suspension active électrique de la Audi A8 2019 [17]

La technologie d'actionnement électrique active pour les suspensions automobiles se distingue par une grande force, une consommation énergétique faible et très grande fiabilité puisqu'elle est la seule à être disponible commercialement. Toutefois, la combinaison du grand ratio de transmission, des éléments élastiques en série et du retournement du sens du moteur pour changer le mouvement de la roue, en fait un système à très petite bande passante. Pour pallier à ce problème, Audi a entre autres installé une caméra à l'avant du véhicule qui analyse la route pour préparer la réponse de la suspension. Sans être mauvais en soi, ce système complexifie beaucoup les algorithmes de contrôle et en augmente grandement le coût. Cela n'empêche pas la technologie d'être considérée comme une suspension active lente avec une bande passante estimée à 5 Hz, ce qui la rend peu efficace pour réagir aux perturbations rapides de la route et faire du contrôle de vibration [17] [18].

2.1.5 Tableau comparatif

Le Tableau 2.1 présente une comparaison entre les performances des différentes technologies présentées précédemment par rapport à certains requis de design pertinents pour une application de suspension active automobile. Les données du tableau sont une combinaison de valeurs qualitatives et quantitatives, toutes issues de la littérature. À titre informatif, les cases en vert signifient que les requis sont atteints, les cases en rouge que les requis ne sont pas atteints, et les cases en noir avec mention N/D que les informations étaient non-disponibles.

Tableau 2.1 : Comparaison entre les différentes technologies de suspension active actuelles pour le domaine de l'automobile

Spécification	Hydraulique	Électromagnétique	Électrohydraulique	Électrique
Compagnies / Groupe de recherche	Toyota, Nissan, Mercedes, GM	BOSE, Université de Eindhoven	ClearMotion	Audi
Force max. (N)	Élevée	2400	N/D	5000
Vitesse linéaire max. (m/s)	Basse	1	1.5	N/D
Bande passante (Hz)	5	50	10	5
Masse (kg)	N/D	15	Basse	37.5
Coût (\$)	Élevé	Élevé	N/D	N/D
Intégration	Bonne	Bonne	Bonne	Bonne
Fiabilité	Basse	N/D	N/D	Élevée
Références	[9] [19] [5]	[10] [19] [12]	[20]	[17] [18] [21]

2.2 Propriétés d'un actionneur MR

Un actionneur MR à glissement continu est typiquement composé d'un moteur électrique rotatif couplé à deux embrayages MR antagonistes. Chaque embrayage MR est composé d'une entrée et d'une sortie qui sont séparées par du fluide MR. Lorsqu'un champ magnétique traverse le fluide, les particules de fer qu'il contient créent des chaînes qui permettent de transférer un couple entre l'entrée et la sortie de l'embrayage (Figure 2.6). En modulant la quantité de courant envoyée dans la bobine de l'embrayage, il est possible de moduler la force du champ magnétique et ainsi moduler le couple transmis.

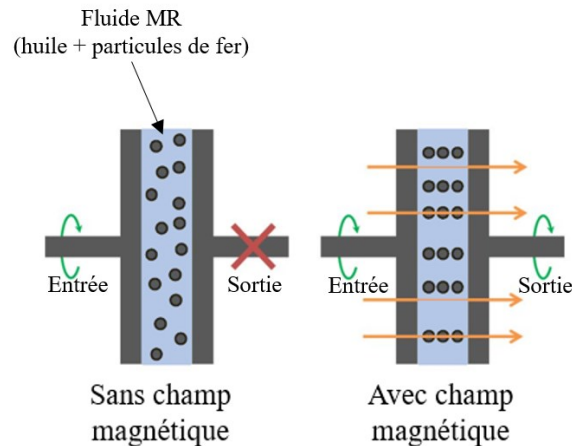


Figure 2.6 : Fonctionnement du mode de transmission de couple d'un embrayage MR

Comme le montre la Figure 2.7, l'actionnement MR a l'avantage fondamental de découpler l'inertie d'entrée du moteur et de la transmission avec celle de la sortie. Cela permet donc d'avoir un actionneur à très faible inertie qui peut être considéré comme étant une source de couple pure. Cette caractéristique permet de faire des actionneurs qui ont très peu de forces parasites puisque le couple résiduel lorsque l'embrayage n'est pas activé est très faible, permettant ainsi un actionnement transparent, qui peut en plus prévenir des bris mécaniques en cas de retour de force. De plus, des études récentes démontrent que cette stratégie d'actionnement par glissement contrôlé d'embrayages MR a un grand potentiel pour le contrôle actif des vibrations [22], et est une solution légère et peu dispendieuse d'actionnement électrique qui présente des performances dynamiques équivalentes ou supérieures à une configuration classique d'actionnement moteur-transmission [23].

De plus, la démonstration expérimentale d'un prototype non optimisé d'actionneur MR à glissement continu pour une suspension active de siège a démontré des diminutions de vibrations de deux à trois fois meilleures qu'une suspension passive standard, tout en démontrant des capacités d'atténuation des vibrations équivalentes au siège commercialement disponible « Bose Ride System », et ce, avec une masse deux fois plus petite [4].

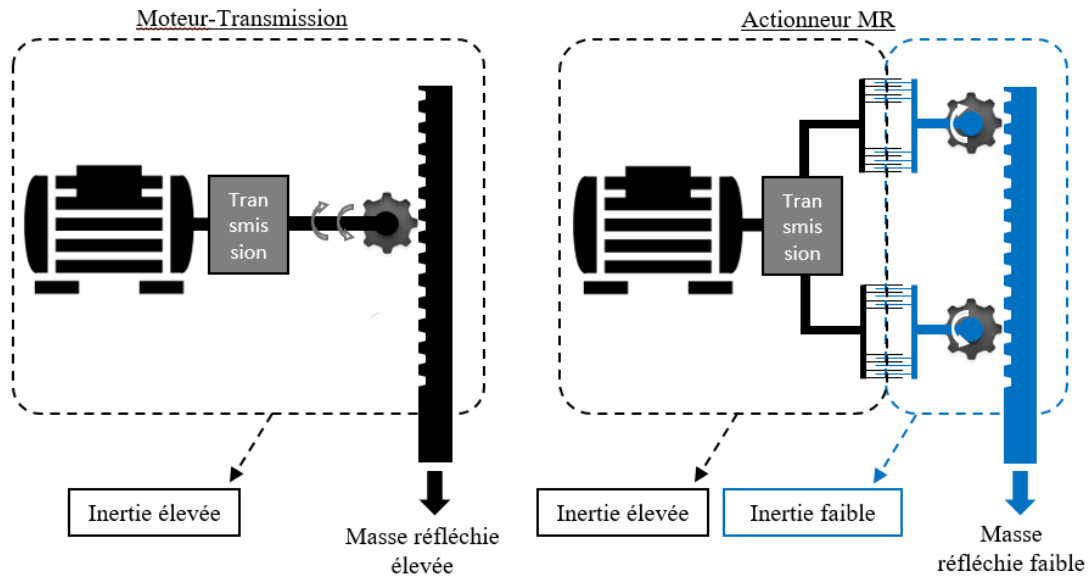


Figure 2.7 : Comparaison inertielle d'un système moteur-transmission avec un actionneur MR

2.3 Conclusion de l'état de l'art

L'étude de la littérature démontre que depuis les quarante dernières années plusieurs manufacturiers automobiles et groupes de recherche travaillent au développement de différentes technologies de suspension actives pour l'automobile, ce qui prouve l'intérêt et la demande du marché. Toutefois, les technologies actuelles possèdent toutes une ou plusieurs lacunes par rapport aux requis d'une suspension automobile active commercialement viable. C'est pourquoi il n'existe pas à ce jour de tels systèmes disponibles sur le marché, sauf le système « actif lent » de Audi qui compense ses lacunes dynamiques par des algorithmes complexes de prédiction de la route.

Des analyses expérimentales d'actionnement MR par glissement continu a démontré ses capacités à faire du contrôle actif de vibrations. Toutefois, aucun actionneur MR à glissement continu n'a été développé à ce jour pour les requis de force et de vitesse nécessaires pour une application de suspension automobile. Toutefois, l'art antérieur suggère que les performances d'un tel actionneur seraient supérieures aux technologies d'actionnement actuelles pour des applications de suspension automobile active. C'est sur ce sujet que se concentre ce mémoire.

3 ARTICLE

3.1 Avant-propos

Auteurs et affiliation

- W. East : Étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique, Groupe de recherche Créatek.
- J. Turcotte : Étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique, Groupe de recherche Créatek.
- J.-S. Plante : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique, Groupe de recherche Créatek.
- G. Julio : Ingénieur mécanique sénior, Exonetik.

Date de soumission : 2019/10/01

Numéro de manuscrit : JIM-19-393

Revue: Journal of Intelligent Material Systems and Structures (JIMSS)

Titre français: Évaluation expérimentale d'un actionneur linéaire entraîné par embrayages magnétorhéologiques pour une application de suspension active pour automobiles.

Contribution au document : L'article qui suit contribue au mémoire en décrivant la majorité du travail réalisé au cours du projet de maîtrise. Il contient d'abord la mise en contexte et les motifs qui ont stimulé le projet. Ensuite, une analyse des requis est détaillée pour justifier les choix de conception de l'actionneur MR. Finalement, la méthodologie et les résultats des tests expérimentaux pour caractériser l'actionneur sont présentés.

Note : La version de l'article présenté dans ce mémoire n'est pas la version qui a été soumise, mais la version qui a été révisée suite aux commentaires qui ont été reçus.

3.2 Résumé français

Les fonctions principales d'une suspension automobile sont d'augmenter le confort des passagers ainsi que les performances dynamiques du véhicule. Toutefois, il est impossible de satisfaire ces deux fonctions puisqu'ils requièrent des ajustements de suspension opposés. Ce compromis de design fondamental peut être résolu avec une suspension active qui permet la modification en temps réel du comportement de la suspension, tout en ajustant l'assiette du véhicule. Par contre, les technologies actuelles d'actionneurs actifs pour des applications de suspension automobile ne sont pas encore adoptées commercialement à grande échelle compte tenu de leur grand coût et des lacunes au niveau de leurs performances.

Ce mémoire présente une étude de faisabilité évaluant le potentiel des actionneurs à embrayages magnétorhéologiques (MR) glissants pour une application de suspension active pour les automobiles. Un modèle dynamique validé par des tests routiers sur un véhicule instrumenté est utilisé pour définir des requis de design représentatifs. Un design d'actionneur linéaire possédant un moteur électrique à haute vitesse entraînant deux embrayages MR en rotation opposée permettant l'application de forces vers le haut et vers le bas est proposé. Les résultats de la validation expérimentale démontrent que tous les requis de design sont atteints, et que l'actionneur peut générer des forces maximales de ± 5300 N, une vitesse maximale de ± 1.97 m/s et une bande passante de 92 Hz en utilisant un filtre de mise en forme sur la commande. Lorsque comparée à d'autres technologies pertinentes de suspension active, l'approche MR présente simultanément une meilleure densité de force et une meilleure vitesse (bande passante), tout en ajoutant une masse suspendue minime. Les résultats expérimentaux de ce premier prototype non optimisé suggèrent que l'actionnement par glissement d'embrayages MR est prometteur pour les applications de suspensions actives dans le domaine de l'automobile.

3.3 Title

Experimental Assessment of a Linear Actuator Driven by Magnetorheological Clutches for Automotive Active Suspensions

3.4 Keywords

Automotive, Active suspension, Magnetorheological (MR) clutches, Controlled slippage actuator, Rack and pinion mechanism.

3.5 Abstract

The main functions of automotive suspensions are to improve passenger comfort as well as improving vehicle dynamic performance. Simultaneously satisfying these functions is not possible because they require opposing suspension adjustments. This fundamental design trade-off can be solved with an active suspension system providing real-time modifications of the suspension behavior and vehicle attitude corrections. However, current active suspension actuator technologies have yet to reach a wide-spread commercial adoption due to excessive costs and performance limitations.

This paper presents a design study assessing the potential of magnetorheological clutch actuators for automotive active suspension applications. An experimentally validated dynamic model is used to derive meaningful design requirements. An actuator design is proposed and built using a motor to feed counter-rotating MR clutches to provide upward and downward forces. Experimental characterisation shows that all intended design requirements are met, and that the actuator can output a peak force of ± 5300 N, a peak linear speed of ± 1.9 m/s and a blocked-output force bandwidth of 92 Hz. When compared to other relevant technologies, the MR approach

simultaneously shows both better force density and speeds (bandwidth) while adding minimal costs and weight. Results from this experimental assessment suggest that MR slippage actuation is promising for automotive active suspensions.

3.6 Introduction

The main functions of automotive suspensions are to improve the level of comfort of the passengers as well as improving vehicle dynamic performance for improved safety and a better overall driving experience. However, simultaneously fulfilling these functions is not possible because they require opposing suspension characteristics. A softer suspension behavior is required to dampen road vibrations and improve passenger comfort, whereas a stiffer behavior is necessary to improve tire contact with the road as well as the dynamic behavior of the vehicle while braking and cornering [1] [24]. With traditional “passive” suspension systems, this is a big challenge for designers who must make compromises to find a balance according to their market segments. These compromises, coupled with irregular and unpredictable road profiles, inevitably induce undesirable motions and vibrations to the passengers. These undesirable motions can have negative health impacts over time according to ISO-2631, as well as being a main contributor to motion sickness [2].

An effective way to solve this problem is with semi-active or active suspensions that can cancel road vibrations and correct vehicle attitude during maneuvers. Although mechanically simpler, semi-active suspensions are fundamentally limited because they cannot provide vehicle attitude corrections and have limited capabilities for ride quality control with high frequency harshness due to the limited switching rate of the control system [1]. Hence, there is an increasing interest amongst automotive manufacturers for a fully active suspension technology.

For the last 30 years, automotive manufacturers and research labs have attempted to develop a fast, strong and reliable active suspension system for on-road cars to increase safety, comfort and vehicle performance, and all that, at low costs. To date, four actuator technologies were developed: hydraulic, direct-drive electromagnetic, electromagnetic hydrostatic and geared electric motor.

3.6.1 Current Automotive Active Suspension Technologies

Hydraulic actuation was pioneered by the Williams F1 team in 1982 for improved aerodynamic performance [6]. The proposed system is presented in Figure 3.1 and consists of a hydraulic pump coupled to accumulators connected to eight servo-valves (two per wheel). Each pair of antagonist valves can control the upwards and downwards force of a cylinder connected directly to the wheel. Other manufacturers have followed the same principle such as General Motors in 1988 [5], and Mercedes with the ABC (Active Body Control) [7]. Although very powerful, hydraulic actuators for automotive active suspension applications lack in reliability, are slow, and are expensive [19].

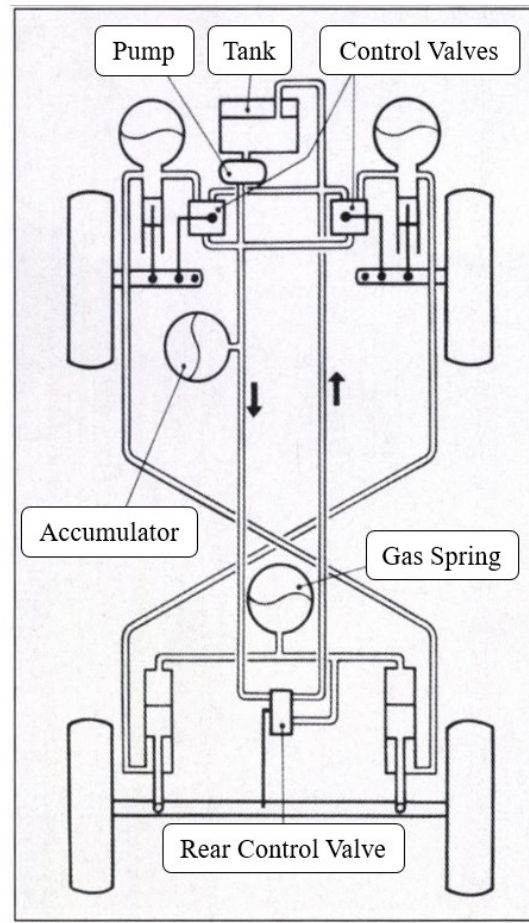


Figure 3.1. Hydraulic Active Suspension System of Williams's F1 [6].

Direct-drive electromagnetic actuation technology was pioneered by BOSE in 2008 [10]. The system is presented in Figure 3.2 and consists in four linear electromagnetic motors and a control unit. By sending a current to the linear motors, the electromagnet stator interacts with magnets mounted on a linear output generating controllable forces to each wheel. Although they have very high speed and bandwidth, direct-drive electromagnetic actuators for automotive active suspension applications are expensive, which is the main reason such technology is not available commercially [12].



Figure 3.2. Direct-Drive Electromagnetic Active Suspension System of BOSE [25].

Electromagnetic hydrostatic actuation technology is being developed since 2007 by ClearMotion [3]. The system is presented in Figure 3.3 and consists of four small servo-pumps which adjust the oil pressure directly in the stock dampers to control the force applied to the wheel [13]. Although compact, electromagnetic hydrostatic actuators for automotive active suspension applications have a low bandwidth that needs to be compensated for by control algorithms such as machine learning to try and predict the road profile rather than directly reacting to the disturbances. The strategy is to map every bump on every road, save the information in a cloud database, and then send real-time commands to the vehicles to react accordingly. This makes the technology more of a “Proactive” suspension system relying on software and a live connection to a huge and up-to-date cloud database in order to work properly [15].

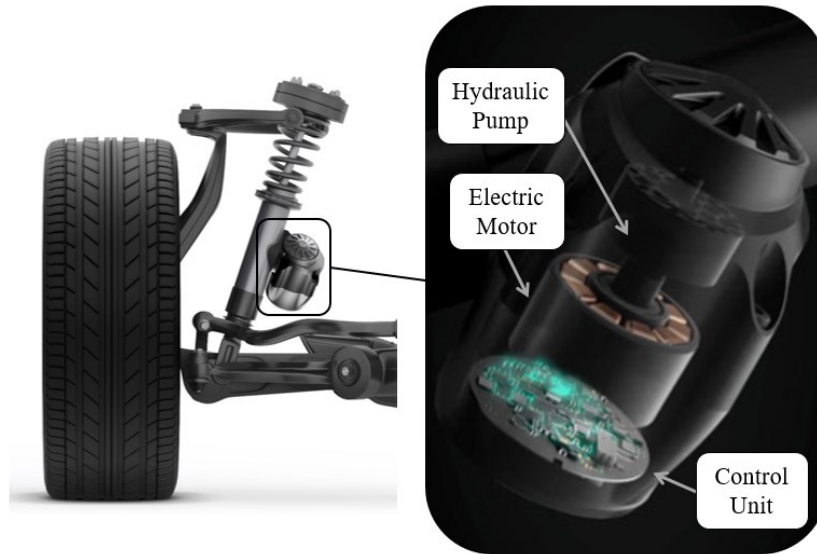


Figure 3.3. Electromagnetic Hydrostatic Active Suspension System of ClearMotion [14].

Geared electric motor actuation technology was commercialized by Audi on its A8 model in 2018 [18]. It is the only active suspension system available on a production car. The system is presented in Figure 3.4 and consists in a highly-g geared electric motor with a lever arm connected directly to the wheel. By changing the rotation direction of the motor, the system can either apply positive or negative forces on the wheel. The system is protected against back driving forces from the road by using a serial-elastic configuration where a spring is mounted between the geared motor and the wheel. Although very reliable and powerful, the combination of high gearing, motor reversal and serial-elastic configuration results in a low bandwidth [18].

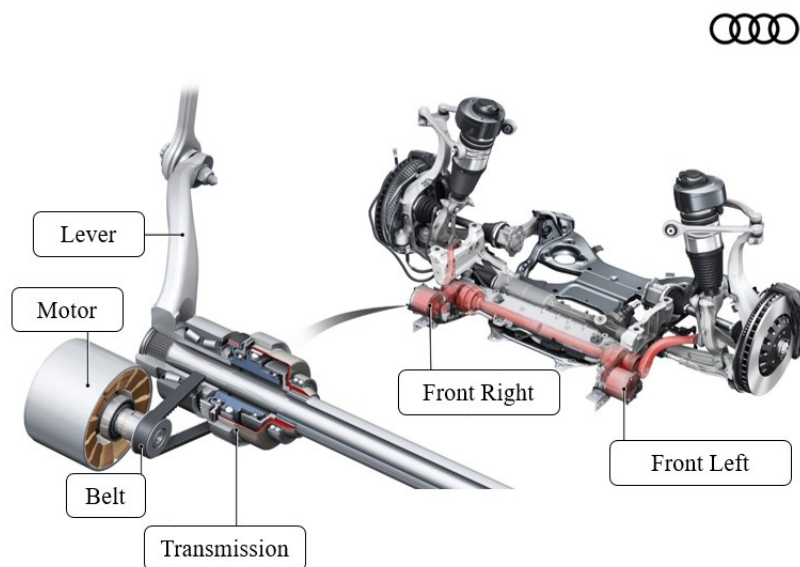


Figure 3.4. Geared Electric Motor Active Suspension System of Audi [17].

Table 3.1 presents a summary of either published quantitative values, or inferred qualitative statements evaluating the current active suspension technologies presented with respect to functional requirements. As mentioned, none of these approaches have yet to reach a wide-spread adoption in mass markets since they all present at least one problematic requirement due to intrinsic performance trade-offs. Hydraulic systems are powerful, but relatively slow and expensive. Electromagnetic direct-drive systems are expensive while electromagnetic hydrostatic and electromagnetic geared systems both have bandwidth limitations due to gearing that multiplies the actuator inertia with the square of the gearing ratio.

Table 3.1. Specification Comparison of Active Suspension Technologies
(Wheel Reference Frame).

Specification	Hydraulic	Direct-drive Electromagnetic	Electromagnetic Hydrostatic	Geared Motor
Companies / Research group	Mercedes, GM	Bose, Eindhoven University	ClearMotion	Audi
Peak force (N)	High	2400	-	5000
Peak linear speed (m/s)	Low	1	1.5	N/A
Bandwidth (Hz)	5	>50	10	5
Mass (kg)	-	15	Low	37.5
Cost (\$)	<i>High</i>	<i>High</i>	-	-
Vehicle integration	Good	Good	Good	Good
Reliability	<i>Low</i>	-	-	High
References	[9] [19] [5]	[10] [19] [12]	[20]	[17] [18] [21]

Legend: **Bold** = Meets the Specification | *Italic* = Does not Meet the Specification | - = No values

3.6.2 MR Actuation

Studies have shown that controlled slippage MR clutch actuation has a great potential for active vibration control [22]. The main reason for such results come from the intrinsic properties of the “slippage” configuration enabled by MR clutches. MR clutches works by transmitting a variable amount of torque between input and output shear surfaces that are separated by interfaces filled with magnetorheological fluid (MRF). The MRF shear force, and thus, the transferred torque, is controlled by varying a magnetic field passing through the fluid. The layer of fluid in MR clutches has the fundamental advantage of decoupling the input inertia of the motor and gearbox from the system’s output, thereby making a low inertia actuator that can be considered as a pure torque source (Figure 3.5).

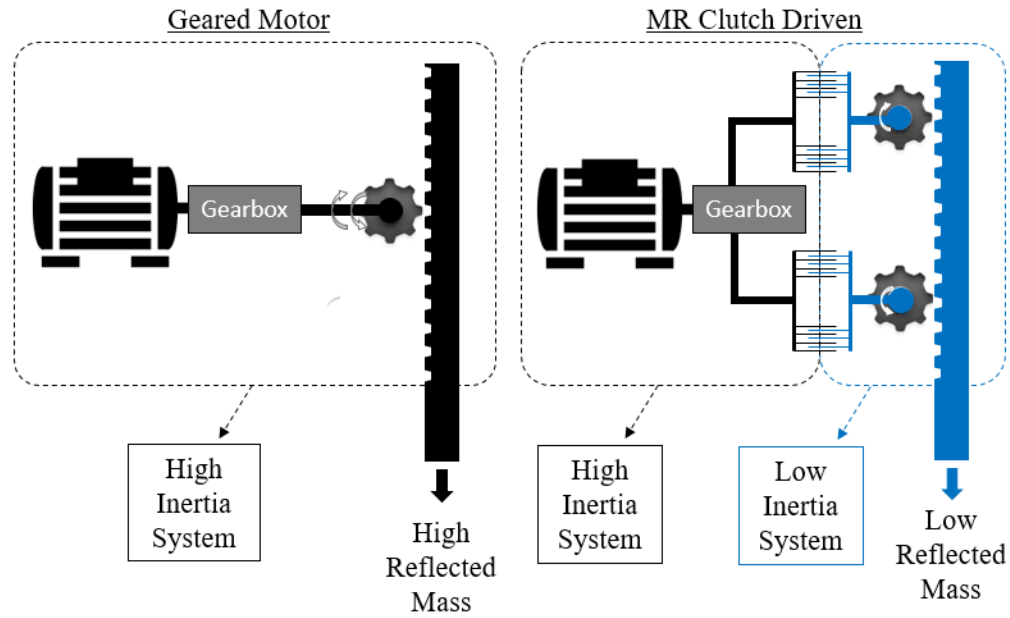


Figure 3.5. Reflected Mass of an Electromagnetic Geared Motor Compared to a MR Clutch Driven System.

A particularly relevant architecture of MR clutches using multiple cylindrical fluid gaps was proposed by Exonetik Inc. (US 2018/0156285). A cutaway view of a 37 N.m version of the clutch is shown in Figure 3.6. The input (green) and output (blue) rotate independently and are only coupled by MR fluid (white). When current runs through the static coil, a magnetic flux is created, and goes through the shear interface, increasing the base viscosity of the MR fluid, thus transferring torque to the output. As opposed to traditional disk-type clutches, the proposed drum-type configuration enables low-cost fabrication, only has two rotating assemblies, and is tolerant to loose manufacturing tolerances which are essential features for successful mass production.

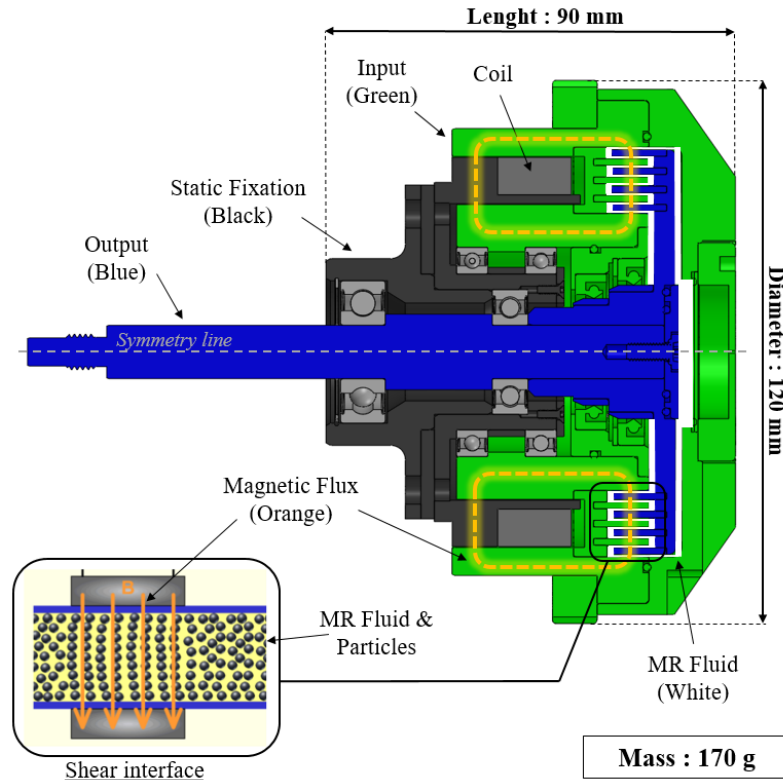


Figure 3.6. Cut view of Exonetik's 37 N.m MR Clutch.

Experimental demonstrations of a controlled slippage MR actuator was done for a fully active seat suspension showing that the vibration attenuation was two to three times better than a damped or un-damped passive suspension by simply using a high-speed and geared BLDC motor with two MR clutches allowing for a small and inexpensive actuator without trading off dynamic performance [4]. The un-optimized active seat prototype developed in that work also showed equal vibration attenuation capabilities to the commercially available Bose Ride system, with only half the weight [4].

It is worth pointing out that active seat suspensions can offer a great improvement in vibration reduction in commercial vehicles, but are not the best option for vehicles aiming to carry multiple passengers comfortably. First, active seat motion is independent from the cabin since the cabin is connected to the vehicle's chassis; the relative motion might be unintuitive at first for occupant when interacting with the steering wheel, pedals, and vehicle controls (e.g. touch screens) in the cabin. Also, active seats only offer suspension control in the vertical axis and cannot compensate roll and pitch vibrations which are big contributors to motion sickness [2]. Furthermore, a vehicle would need as many active seats as passengers in the vehicle, which would increase cost and weight, notably for public transportation such as mini-buses, shuttles, and full size buses. All of these issues could be resolved with fully active vehicle suspension systems, allowing not only

vibration control, but also vehicle attitude corrections and ride quality control of the whole vehicle. In the context of this work, active seat actuators operate with forces that are orders of magnitude lower than vehicle suspensions. The potential for controlled slippage MR actuation in full vehicle suspensions applications remains to be studied.

The objective of this paper is to determine if MR actuators can still offer significant advantages over conventional actuation technologies for vibration control when used in scaled-up applications such as automotive active suspensions where power and force levels are multiple orders of magnitudes higher than active seats. As the literature review suggests, this area of research has not yet been investigated, and shows great potential. The selected approach to reach the objective is to develop a prototype for a real-life, practical application and characterize its performance extensively in well-controlled laboratory conditions to understand the strengths and weaknesses of MR actuators in this scaled-up context. To do so, a case study is conducted for the front wheels of a mid-range 5-seater sedan consisting of a BMW 330ci 2001. A set of relevant design requirements for an active suspension actuator for force, linear speed, bandwidth, intrinsic parasitic forces as well as relevant wheel load cases are established with a vehicle in-depth dynamic simulation within Siemens LMS Amesim Imagine Lab software (Amesim) and from on-car accelerometer measurements. Then, a design concept of an active actuator is presented using a high-speed brushless motor to feed a pair of counter-rotating MR clutches providing upward and downward forces on a ball spline supported rack and double pinion mechanism. Finally, a full-scale prototype is fabricated and its performance is characterized experimentally with: (1) a rotary test bench used to characterize the MR clutches and high-speed electric motor independently from the suspension system; and (2) a MTS dynamometer to characterize the performance of the complete suspension system to assess its force, linear speed, bandwidth, and intrinsic parasitic forces.

3.7 Actuator Design

3.7.1 Design Requirements

As seen on Figure 3.7, the prototype actuator was designed to replace the front stock suspension struts of a 2001 BMW 330ci, referred hereafter as the “test vehicle”. This specific test vehicle was chosen for two main reasons: (1) it represents a typical passenger vehicle reputed to have an excellent suspension with a good balance of performance and comfort, and (2) being rear wheel drive, it offers a large design space at the front since there are no drive shafts in the way to install the active actuator prototype.

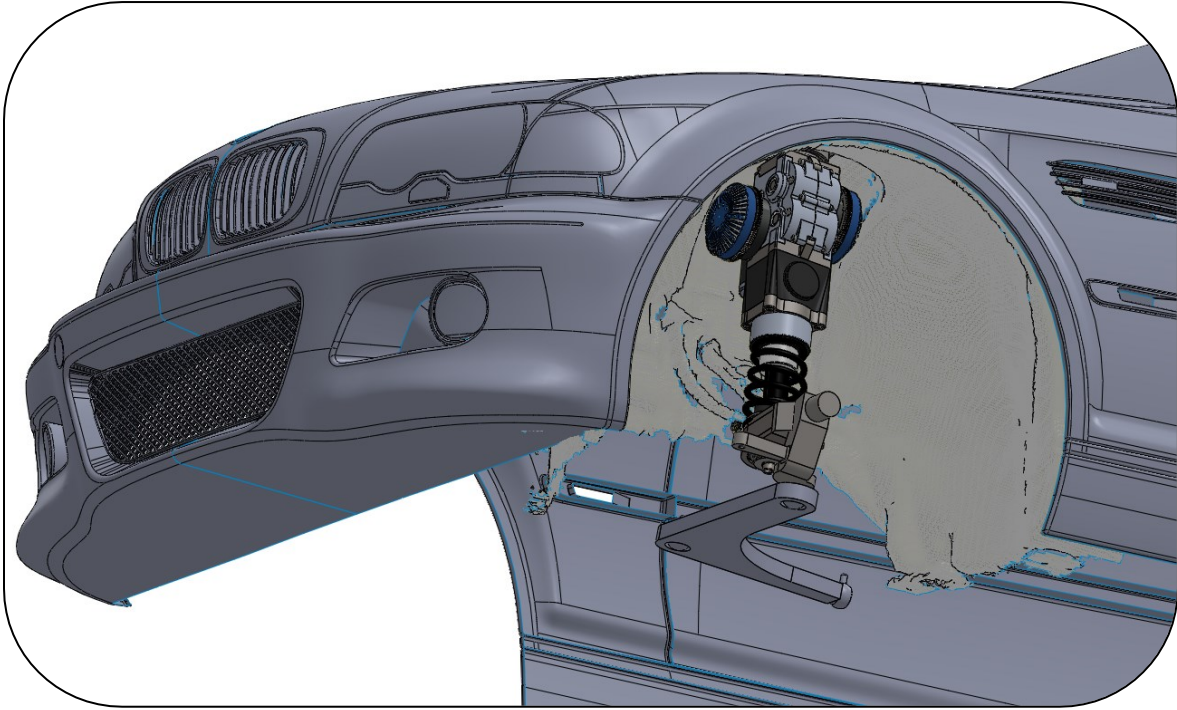


Figure 3.7. MR Actuator CAD in the Test Vehicle (BMW 330ci).

A detailed 3D model of the vehicle and suspension is built in Amesim including tire performance, suspension geometry characteristics and vehicle 6 DOF body motion with parameters measured on the test vehicle. The Amesim model includes a custom sub-model of a perfect active suspension actuator considered as a pure force source at each corner of the vehicle. Relevant load cases are identified by subjecting the model to a wide set of driving conditions such as bumpy roads, cornering events, pot holes, and curbs.

The test vehicle was instrumented to validate the Amesim model by mounting accelerometers on the rear left unsprung mass, rear left sprung mass (car body), and at the vehicle center of mass. Figure 3.8 shows the measured and simulated sprung mass vertical acceleration of the vehicle when driving over a bumpy road. The road was modeled in Amesim as a white noise with a specified segment length and amplitude that were adjusted to give the same sprung mass acceleration Power Spectral Density (PSD) amplitude as the experimental measurements. The model predicts well the vehicle acceleration PSD between 0.5 and 25 Hz, and is deemed representative enough to estimate actuator design requirements.

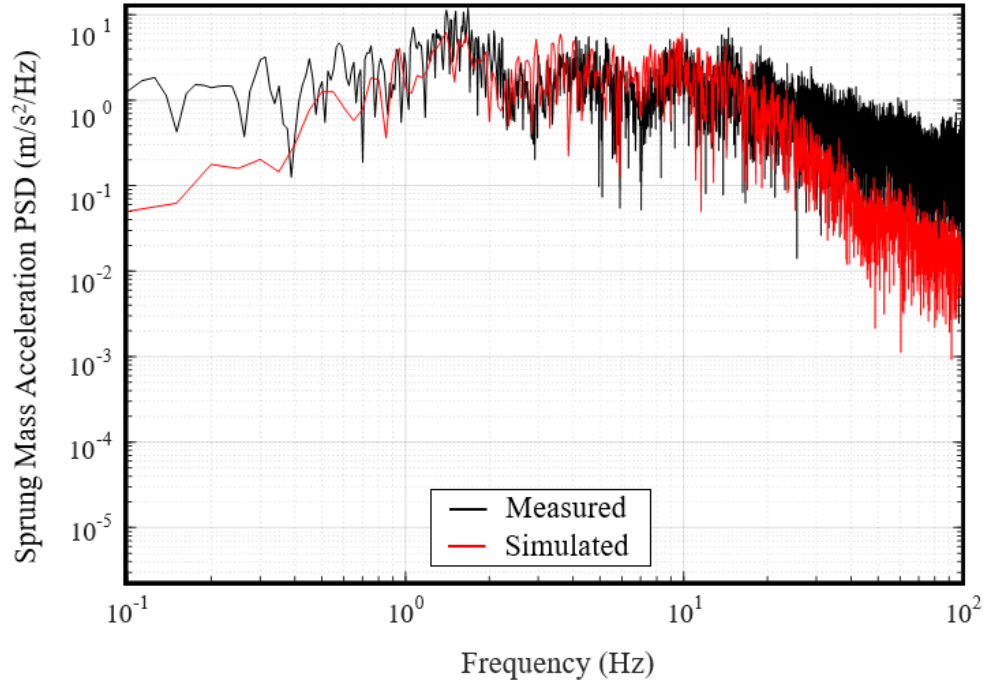


Figure 3.8. Sprung Mass Vertical Acceleration PSD w/o Active Suspension (Wheel Reference Frame).

Using the same Amesim car model, the required actuator force and speed profiles are also estimated by simulating the vehicle rolling on an uneven sinusoidal road (1 m long by 0.05 m high bumps). These requirements were estimated as being the amount force and linear speed that are required by the simulated perfect force source to maintain the vehicle at a fixed attitude while no disturbance is being transmitted to the car body. The vehicle speed ranged from 0 to 80 km/h and the vehicle was submitted to braking and cornering conditions to yield longitudinal and lateral accelerations ranging between -1 and 1g. Figure 3.9 shows a typical simulation result of the forces and speeds in the wheel reference frame, required by the actuators to perfectly compensate vehicle movement and wheel mass while maneuvering on a typical uneven road. The “active” quadrants specify that the actuator must add energy to properly control the vehicle’s behaviour, while the “passive” means that the actuator must dissipate energy. The force and speed requirements for this study are then set to be equal or higher than those values. Note that a motion ratio of 0.95 was measured on the vehicle between the wheel and the strut such that a 0.95 N force in the “Wheel Reference Frame” corresponds to 1 N in the “Actuator Reference Frame”.

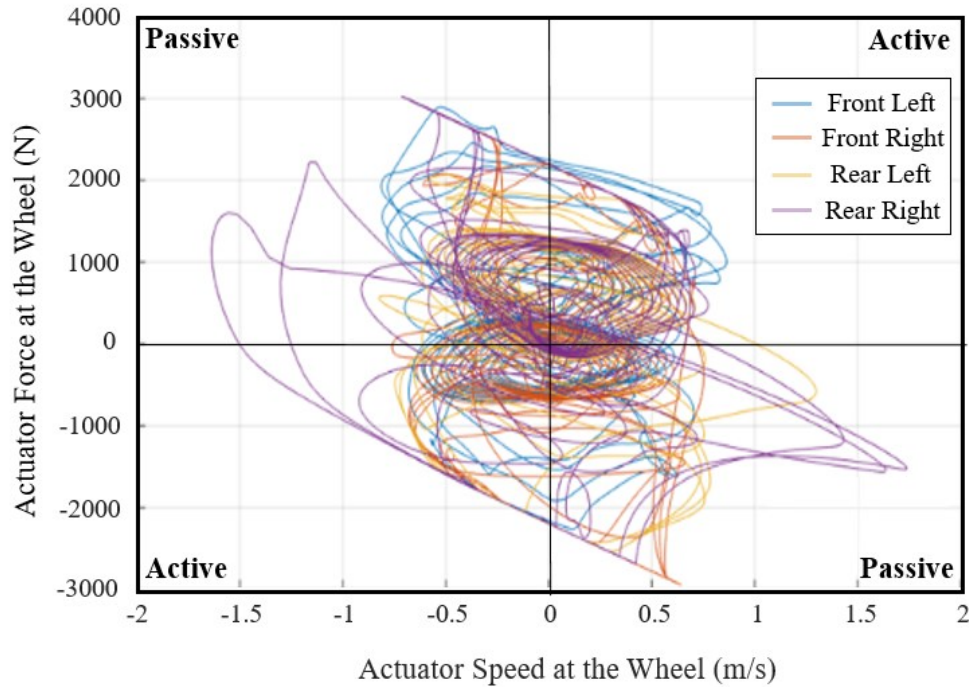
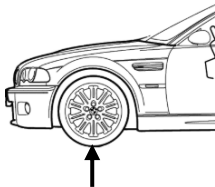

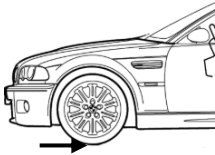


Figure 3.9. Ideal Actuator Speed-Force Diagram (Wheel Reference Frame).

The following design requirements are derived from the simulation results:

- **Maximum wheel loads:** Suspension components on a car represent a fundamental safety system responsible for keeping the wheels connected to the vehicle at any time. The test vehicle uses a Macpherson strut configuration at the front; the MR actuator is thus part of the structural components of the suspension system and must withstand tire loads. The most critical ones are presented in Table 3.2, and are used for the structural validation of the actuator.

Table 3.2. Load Cases for the Test Vehicle (Wheel Reference Frame)
Modified Images from [26]

Load case name	Vertical Jounce	Lateral	Longitudinal
Description	Large pothole	Sidewalk collision	Heavy braking
Load (N)	30 000	20 000	35 000
Application			

- Peak power: A power of 5250 W is required to meet the peak force and the peak speed at the same time.
- Peak force: ± 3000 N in the Wheel Reference Frame, ± 3324 N in the Actuator Reference Frame.
- Continuous force: A ± 2878 N force in the Actuator Reference Frame is required from the actuator to completely compensate a 1g lateral acceleration corner and is defined as the required maximum continuous force. For this paper, continuous is defined as at least 15 seconds, which is the required time to complete a 270° , 100 m radius highway ramp taken at 113 km/h (1g lateral load), since it is the most severe sustained load that the actuator will have to compensate.
- Vehicle mass-specific force: Not exactly a design requirement, this metric is used to better compare different actuator technologies in regards to the mass of the vehicle it is installed on. It is calculated by dividing the absolute force of one actuator (N) by the mass of the vehicle (kg), which represents 2.2 N/kg for the 1510 kg test vehicle.
- Coulomb friction: The Coulomb friction of the actuator must be minimized to avoid poor ride on smooth surfaces [24]. A target of 2 % of the actuator's maximum force is set, which corresponds to ± 66 N.
- Power-off damping: The system must provide a certain level of damping to retain safety if the actuators are powered-off. The target damping of 1167 Nsm^{-1} corresponds to a comfort optimized suspension ride-handling parameter of 1 Hz[24].
- Peak linear speed: ± 1.75 m/s peak speed at the wheel translates to ± 1.58 m/s at the actuator.
- Bandwidth: A blocked output force bandwidth of at least 50 Hz is targeted for the actuator because the negative impacts of vibrations on human health decline quickly over 50 Hz according to the ISO 2631-1 standard. Force control must be retained up to that frequency to maximize the comfort increase potential. The blocked output force bandwidth is defined as the frequency at which the actuator's blocked output force reaches $1/\sqrt{2}$ (-3 dB) of its low frequency output force [27] or the force command to blocked output force phase lag reaches -135° .
- Added unsprung mass per corner: The low unsprung mass of a suspension system is very important for the comfort and dynamic abilities of the vehicle [24], [28]. There are no specific mass target for this requirement, the added unsprung mass per corner must be minimized.
- Added mass per corner: There are no specific mass target for this requirement. The added mass per corner must be minimized.
- MR-fluid life and power consumption: A drawback of the slippage approach is that power is dissipated in the MR-clutch, which in turn, wears the MR-fluid. Studies on active seat systems

showed that, for a same vibration attenuation level, the slippage approach is equivalent to a direct drive electromagnetic system in terms of power consumption [4]. This suggests that power consumption is not a fundamental limitation but rather an important engineering challenge that must be carefully addressed. In this context and given that real load-cases and user expectations and feedback are non-existent, no design requirements have been set for MR-fluid life and power consumption, which are judged beyond the scope of this feasibility study.

Table 3.3 summarizes all the design requirement and compares them to the specifications of two commercially viable actuators from Audi and Eindhoven University, each representing technology alternatives of geared motors and direct-drive electromagnetics respectively. The goal for this MR actuator is to aim at all the targeted design requirements without any trade-offs, which means a high peak force, high linear speed, high bandwidth with low parasitic forces, which is not possible with conventional actuator technologies.

Table 3.3. Comparison Between the MR Actuator Design Requirements Target and Relevant Active Suspension Technologies (Actuator Reference Frame).

Design Requirement	Target (BMW 330Ci) <i>Test vehicle</i>	Audi (Audi A8) [17] [18] [21]	Eindhoven (BMW 530i) [12]
Peak power (W)	5250	2000	N/A
Peak force (N)	± 3324	± 5000	± 2400
Continuous force (N)	± 2878	N/A	± 1000
Vehicle mass-specific force (N/kg)	2.2	2.5	1.6
Coulomb friction (N)	± 66	N/A	± 80
Power-off damping (Ns/m)	1167	N/A	1450
Peak linear speed (m/s)	± 1.58	N/A	± 1.00
Bandwidth (Hz)	50	5	50
Added unsprung mass per corner (kg)	Minimize	33.9	5
Added mass per corner (kg)	Minimize	37.5	10

3.7.2 Proposed Actuator Design

The working principle of the proposed MR actuator is shown in Figure 3.10. A single high-speed brushless electric motor drives a double output bevel gearbox splitting the rotary motion in counter-rotating directions. Each output of this gearbox drives the input of a readily available Exonetik 37 N.m MR clutch through a first stage of spur gear ratio. The output of each MR clutch is then connected to the pinion of a rack and double pinions mechanism through a second stage spur gear ratio. The pinions drive the rack in opposing directions, in an antagonistic configuration, to provide full motion authority such that one pinion can pull the wheel up while the other can push the wheel down. A spring is mounted at the actuator's output to support the weight of the car.

The MR clutches are controlled individually by varying the electrical current fed to the active clutch, while the inactive clutch has no current and slips freely with minimal viscous residual torque. This counter rotating system with two opposing pinions allows for a backlash-free system, since each pinion have teeth that are always in contact with the rack in opposing directions. Like presented in Figure 3.5, this also allows for a system with a very low reflected inertia.

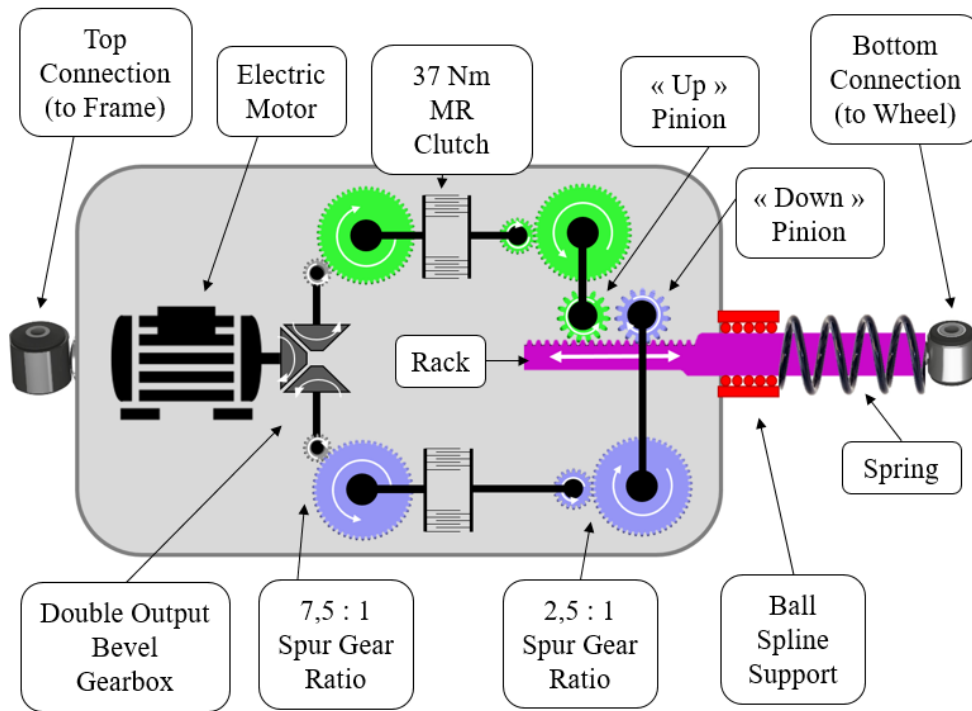


Figure 3.10. Working Principle Diagram of the MR Actuator.

The MR actuator must be fitted within the wheel arches of the test vehicle in a Macpherson strut configuration. Packaging the actuator presents many spatial challenges, notably because the front struts must allow the front wheels to steer the vehicle. Furthermore, due to the required 140 mm travel, the gear rack must pass through the top connection when the suspension is fully compressed without touching the hood. The solution for this is to install a spherical bearing with an inside diameter of 60 mm in the top connection of the actuator to allow for the compliance of the Macpherson strut suspension system, clearance for the rack motion and allowing rotation of the front wheels. Figure 3.11 presents a cut view of the actuator, which shows the spherical bearing location, and the clearance it provides. The actuator is a first prototype and is relatively big in size, but yet fits inside the stock vehicle without requiring any modification of the wheel arches, and while keeping the original ride height and suspension travel. The big size is due to using readily available MR clutches. This decision was made to decrease the cost and design time of the prototype. The actuator system could be further reduced in size with future optimization work aiming to use smaller clutches specifically designed for the application.

The mechanical design of the proposed actuator is based on a custom rack that is cut by wire EDM directly into a ball spline shaft supported by two consecutive ball spline nuts (Figure 3.11). Unlike ball screw systems, rack and pinion systems do not have acceleration limitations [30] as well as better efficiency [31]; this is especially important since accelerations of up to 40 g were recorded during tests when the wheels hit a pothole. Standard rack and pinion systems are usually supported by bushings instead of ball splines, but the moment loads they are subjected to are not as high as the moment loads of an automotive strut. Those high moment loads cause considerable levels of friction that could give the actuator a highly non-linear behavior that would be complicated to actively compensate, hence the use of ball splines. These ball splines are also responsible for keeping the teeth on the rack aligned with both pinions.

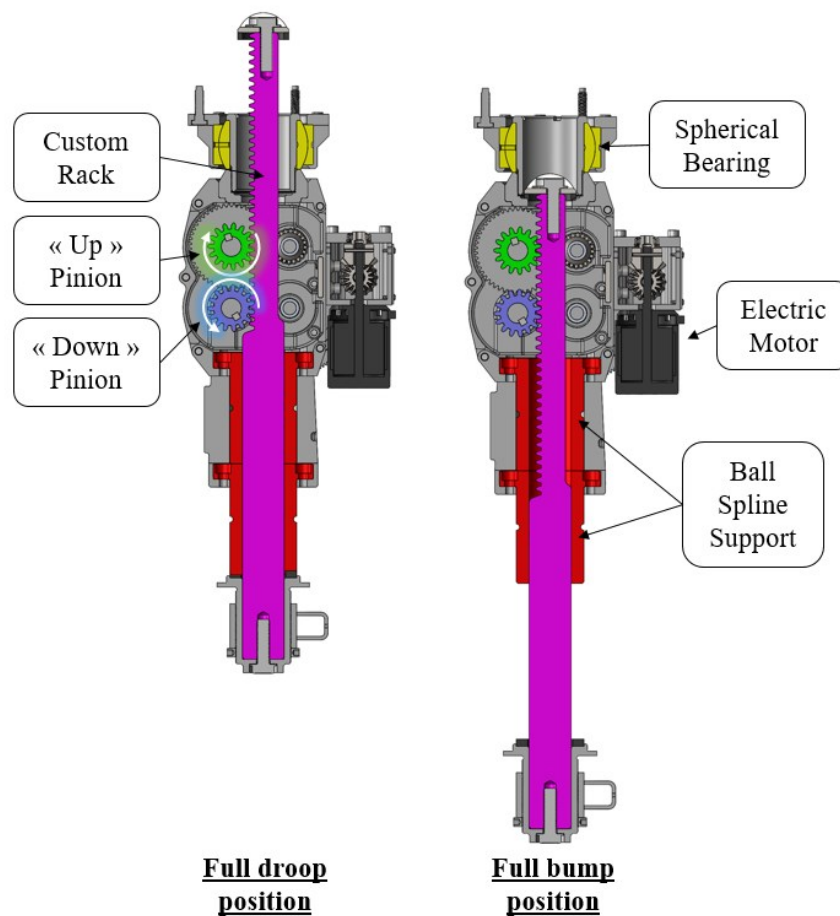


Figure 3.11. Cut View of the Actuator in Fully Compressed and Fully Out Position (Spring Removed).

Torque is transferred from the clutches to the rack and pinion by using a transfer case which houses a pair of intermediate countershafts (shown in green and blue on Figure 3.12a.) The transfer case is also used as a structural element to connect the clutches, motor unit, top connection and ball

spline unit (Figure 3.12b). The transfer case is symmetric, with two 6061-T6 aluminium machined half-casings that hold all the components together. All gears are made with carburized gears (QTC KSMGA series gears) providing high strength and abrasion resistance. The gears are arranged around the rack to be as compact as possible within the casing, with a first reduction ratio between the splitter gearbox and the clutches of 7.5 : 1 and a second reduction ratio between the clutch output and rack pinions of 2.5 : 1. Both these ratios were chosen such that the functional requirement of maximum continuous force of ± 2878 N (Table 3.3) is set below the maximum continuous torque of the motor, and the maximum continuous drive current of the clutches, while still being able to reach a peak force of at least ± 3324 N (Table 3.3), and all this while being constrained to use Exonetik's 37 N.m MR-clutches. The actuator is powered by a KDE Direct BLDC electric motor operating on a voltage of 59.2 V to meet the actuator speed requirement.

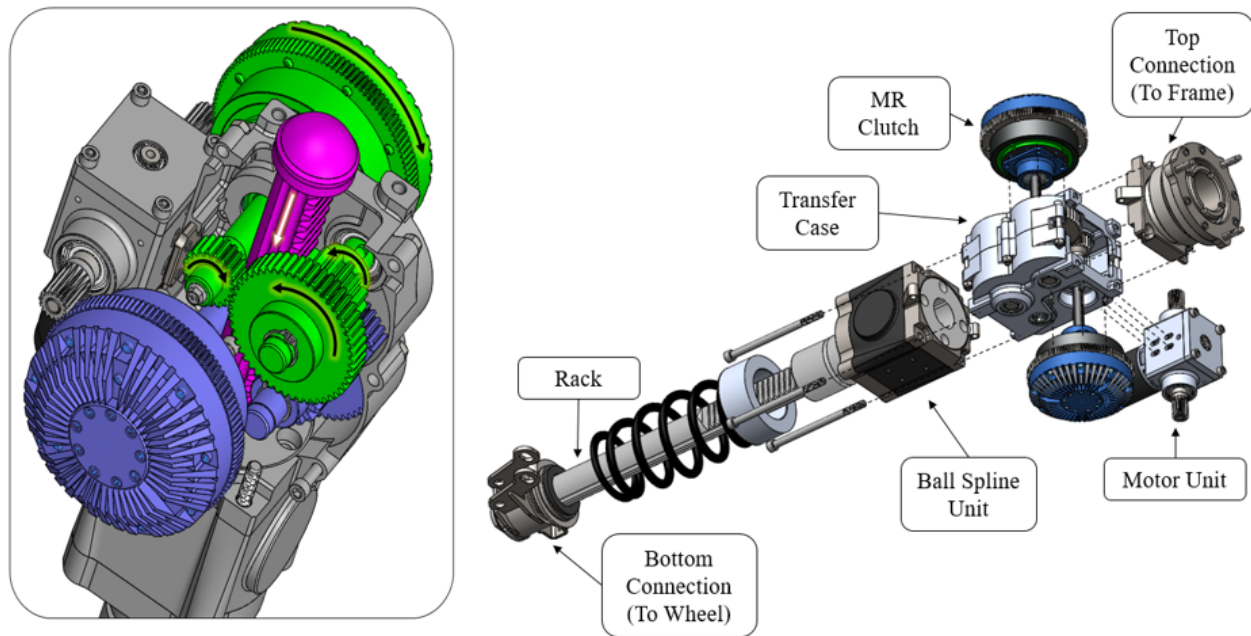


Figure 3.12. (a) Inside View of the Transfer Case and Gearing. (b) Exploded View of the Main Sub-Assemblies of the Actuator.

The actuator's key technical characteristics are presented in Table 3.4 , and the fully assembled prototype is shown in Figure 3.13.

Table 3.4. MR Actuator Key Characteristics.

Characteristic	Value
Overall dimensions	650mm x 235mm x 190mm

Stroke	140mm**
<i>Standard components</i>	
Ball spline brand	Nippon Bearing
Ball spline model	SSFG40
Spring	Swift P/N 100-250-150-B
Spring rate	150 lbs/in (2,68 kgf/mm)**
<i>Electric motor</i>	
Brand	KDE Direct
Part number	KDE700XF-295-G3
Type	Brushless Direct Current (BLDC)
Power source	2x 8S LiPo Batteries in series (59,2V)
<i>Electric motor drive</i>	
Brand	Flier Electronics
Model	F-16S-320A-B
Cooling	Water cooled
<i>MR clutches</i>	
Brand	Exonetik
Viscous torque	0.055 N.ms/rad
Max. torque	37 N.m
Weight	4,4 kg
Output Inertia	20 kg · mm ²

**** Same value as the stock 2001 BMW 330ci (Test vehicle)**

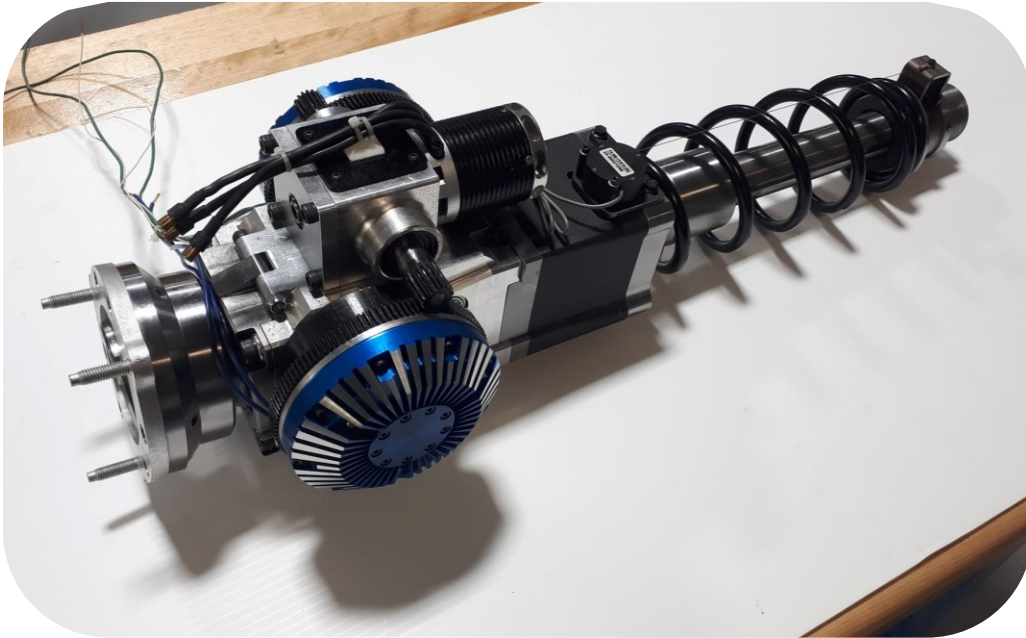


Figure 3.13. MR Actuator Assembled Prototype.

3.7.3 Structural Validation

A Macpherson strut can be designed in two different configurations, which are commonly referred as “Standard” or “Inverted” (Figure 3.14). For this MR actuator, an inverted configuration is used to minimize the unsprung mass since the top section of the actuator is three times heavier

than the bottom section. This configuration is also easier to package in the wheel arches. However, the downside is that a much bigger rod is needed to resist the moment loads created by the wheel loads.

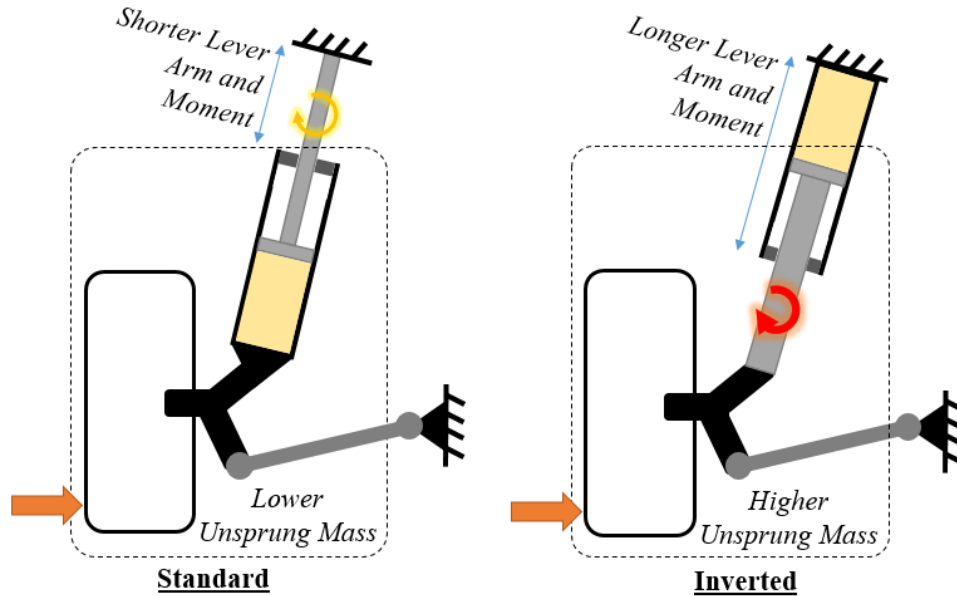


Figure 3.14. Standard Upright vs Inverted Configuration of a Macpherson Strut.

FEA structural analyses were performed to validate the actuator would be able to withstand all the moment loads created by the wheel load cases presented in Table 3.2, as well as the loads that come from the motor and clutches. The results showed that all stresses during the most severe load cases (low occurrence events) are below yield, and that the transfer case was the weakest component with a safety factor of 1.3 on the yield stress for a full droop lateral load. Fatigue studies on critical parts showed that they had a predicted infinite life. The FEA structural validations on the MR actuator thus showed no safety issues.

3.8 Experimental Results

An experimental test plan was conducted to assess the real-life performance of the actuator regarding the design requirements. First, a rotary test bench was designed and used during the design phase of the actuator to validate its two most important off-the-shelves components, which are the electric-motor and MR clutch. This test bench allowed to find the power, torque, speed and bandwidth of these components; these values were then used for the design of the actuator's prototype, especially to choose the appropriate gear ratios. Once the actuator was completed, other tests were performed to assess the performance of the full prototype regarding the design requirements, using a linear dynamometer.

3.8.1 Rotary Test Bench

To validate performance specifications, a rotary test bench measures the individual performance of the most critical components of the system, which are the 37 N.m Exonetik MR clutch and the KDE700XF-295-G3 high-speed electric motor (Figure 3.15). The test bench can provide any combination of clutch torque and rotational speeds of both the clutch input and output by varying the current supplied to the clutch (24 V, 0-20 A power supply), the power supplied to the motor (68 V, 0-125 A, Sorensen DHP80-125 power supply) and the friction on a disc brake mounted on the clutch output. Torque is measured with a 200 lbf load cell attached to a torque arm connected to the brake caliper.

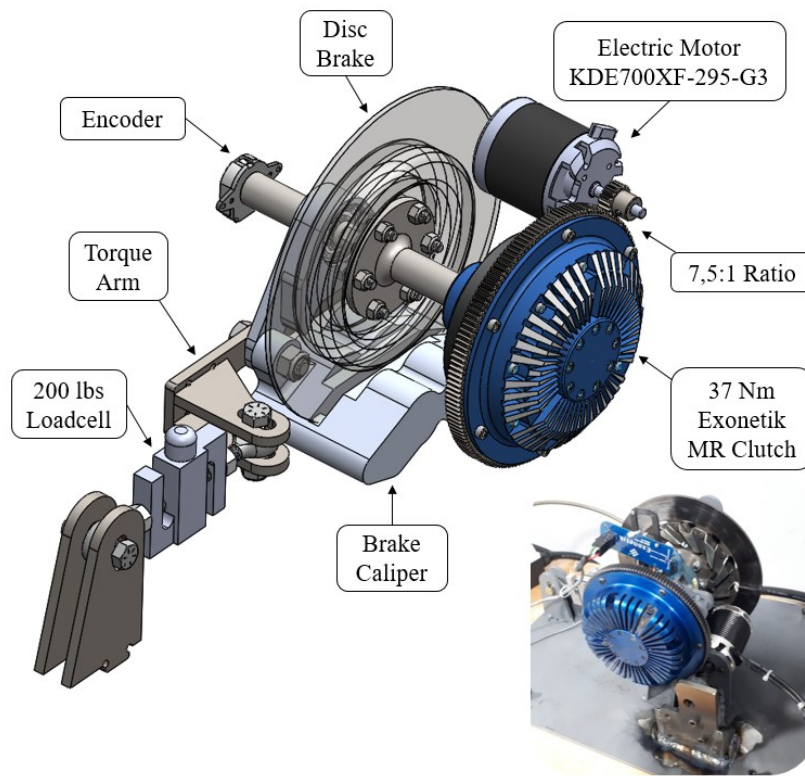


Figure 3.15. Test Bench for MR Clutch and Motor Characterization.

Results from MR clutch characterization indicate an off-state torque of 0.0031 N.ms/rad (Figure 3.16a), a maximum torque of 37 N.m (Figure 3.16b), and a blocked output force bandwidth of 7 Hz evaluated by the force amplitude drop (Figure 3.16c). The off-state torque and maximum torque values are deemed good enough based on the requirements presented in Table 3.3, while the force bandwidth is too low. This was addressed with a better control of the clutches in the linear actuator characterisation presented in section 3.8.2.

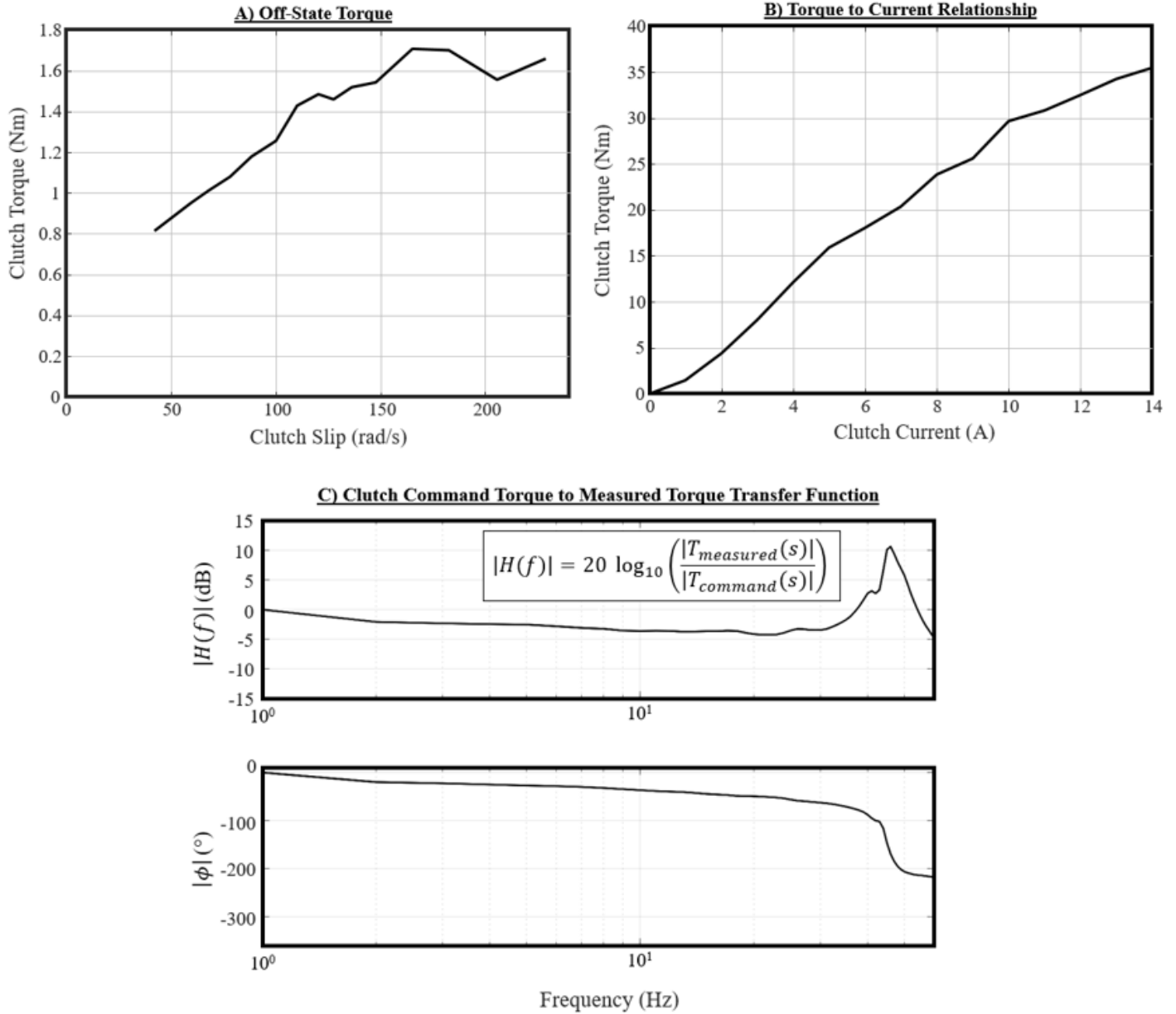


Figure 3.16. Exonetik 37 N.m MR Clutch Characterization Results.

Peak Power

Figure 3.17 shows the KDE700XF-295-G3 electric motor's measured performance, since those curves were not available from the manufacturer. The maximum measured continuous power is 6.5 kW at 16500 RPM, which meets the 5.25 kW requirement. The maximum measured continuous torque is 3.8 N.m from 350 to 16500 RPM, which corresponds to a 3800 N force at up to 1.73 m/s in the Actuator Reference Frame. The motor can be overdriven for 2 s bursts at up to

250 A, potentially doubling its torque output. The motor's power supply was limited to 125 A, but the system on the test vehicle will use lithium-polymer batteries that can provide 250 A.

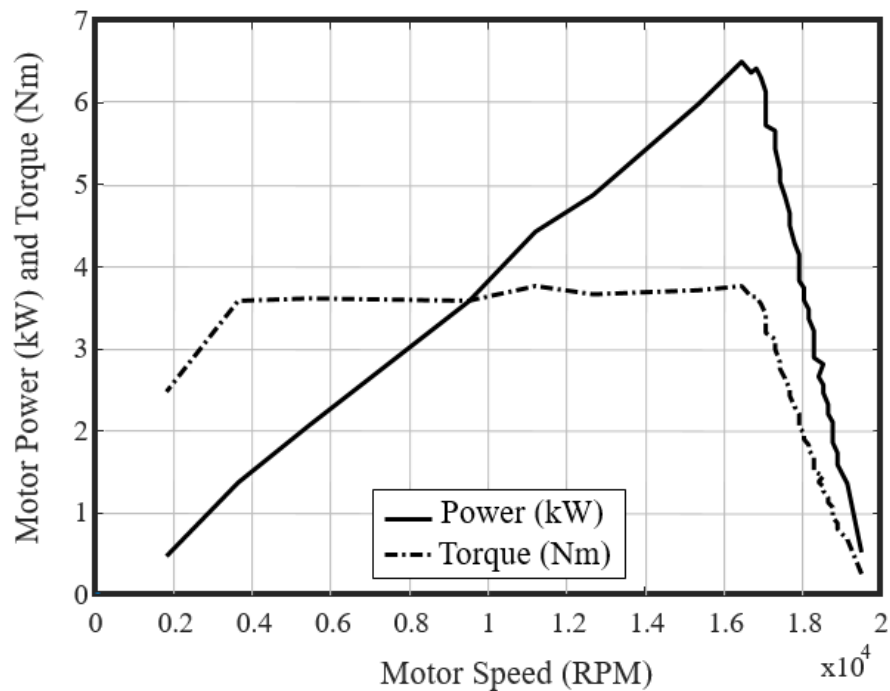


Figure 3.17. KDE700XF-295-G3 Electric Motor Power and Torque Curve.

3.8.2 Linear Dynamometer Tests

The performance of the complete strut actuator is measured on an MTS 322-31 damper test rig that produces forces of up to 250 kN and speeds of up to 0.2 m/s. The actuator is mounted vertically and the top is connected to a 300 kN load cell as shown in Figure 3.18.

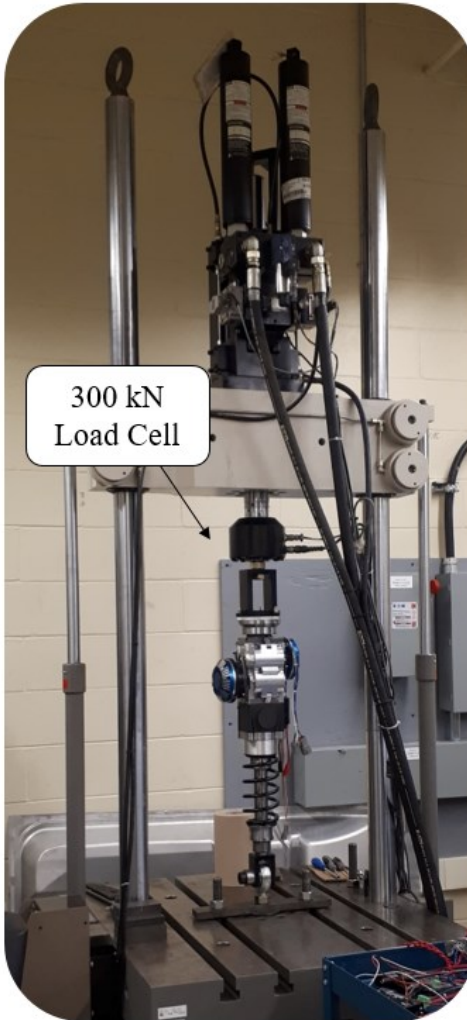


Figure 3.18. MR Actuator on MTS 322-31 Test Rig.

Peak, Continuous and Vehicle Mass-specific Forces

The actuator force to current relationship was measured on the MTS machine and is shown in Figure 3.19. A maximum force of ± 5300 N is reached and is limited by the electric motor torque output, which means a 3.5 N/kg mass-specific force for the test vehicle. A maximum force hysteresis of 5 % is measured at 0.5 Hz using a sawtooth wave current command of 0A to 10A to 0A with a 1 s ramp up time and a 1 s ramp down time (Figure 3.20). The hysteresis being very small for the application, no extra tests were carried. The hysteresis does not only occur at 0.5 Hz, but at all frequencies. A test was arbitrarily carried at 0.5 Hz to show the force hysteresis of the actuator. It was also verified that the actuator can sustain a continuous force of ± 2878 N for 15 s without overheating or failure of any components.

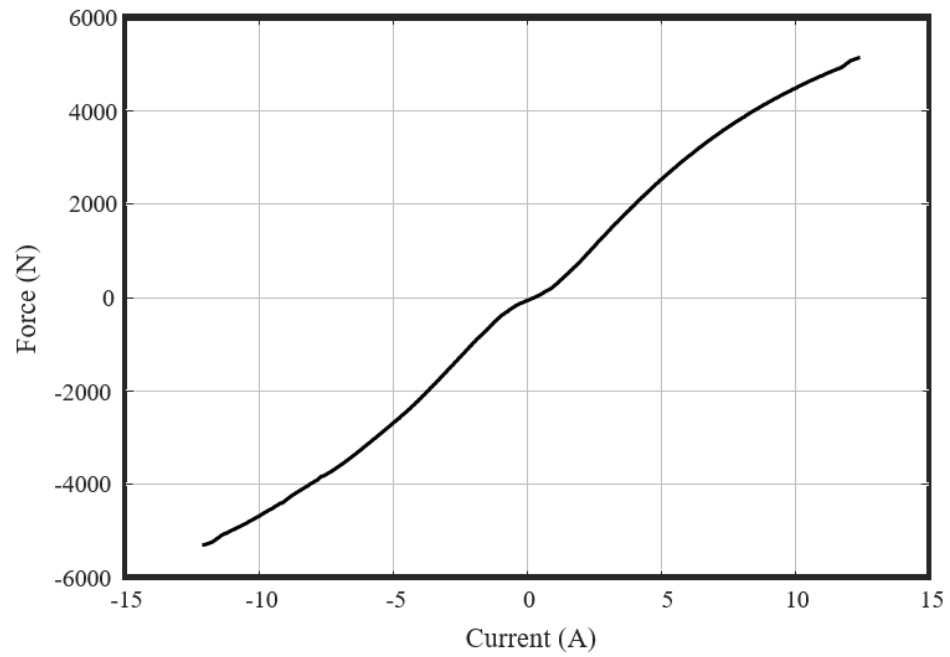


Figure 3.19. MR Actuator Force to Current Relationship (1 Hz)
(Actuator Reference Frame).

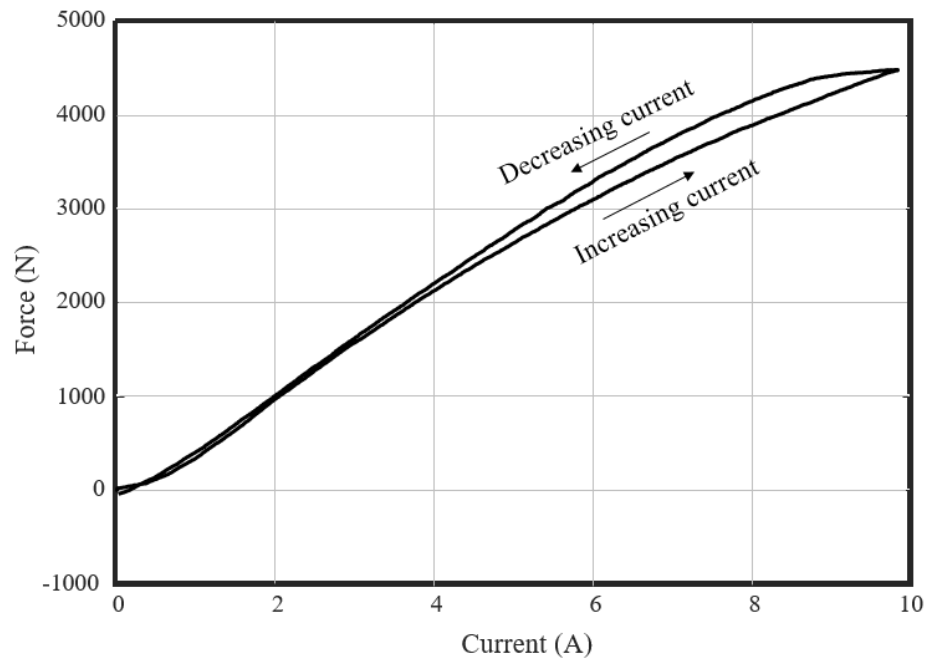


Figure 3.20. MR Actuator Force Hysteresis (0.5 Hz)
(Actuator Reference Frame).

Coulomb Friction and Power-off Damping

Actuator parasitic forces are measured by imposing multiple positive and negative speed commands with the MTS machine while the actuator is inactivated. Figure 3.21 shows the resulting forces as a function of speed, with the force due to spring compression subtracted. A 36 N Coulomb friction and a linear damping coefficient of 638 Ns/m approximate the parasitic forces of the actuator. The Coulomb friction is negligible (0.7 %) compared with the maximum force produced by the actuator, and on par with conventional dampers friction levels [24]. The damping coefficient is deemed high enough to retain vehicle stability when the active suspension is powered off because the vehicle's damping coefficient produces a ride handling parameter of 0.8 s^{-1} . That value is only 21% below the ideal ride handling parameter for comfort in a passenger car [24], and is representative of the viscous torque of the MR clutches that were used for this application. This value could be easily optimized in further prototypes.

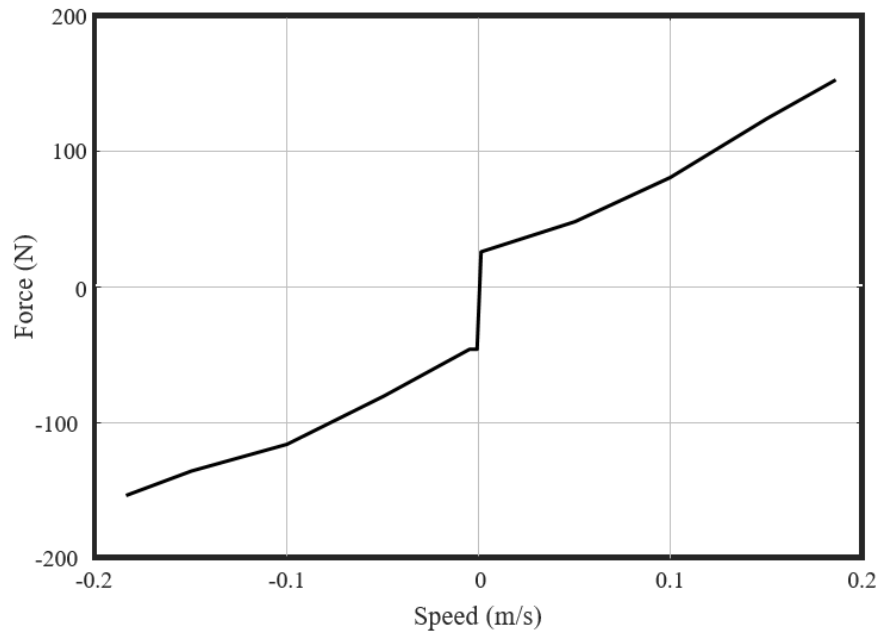


Figure 3.21. MR Actuator Parasitic Force
(Actuator Reference Frame).

Peak Linear Speed

Another test setup was required to validate the actuator's maximum linear speed since the maximum speed of the MTS machine (0.2 m/s) is insufficient. In the vehicle's application, most of the speed of the actuator will come from the road itself, with speeds up to around 1.7 m/s (Figure 3.9). In order to keep authority over the speed from the road's displacement, the actuator must be able to reach a higher speed by itself mechanically. To test this, the actuator was grounded horizontally on a table and the spring was removed, leaving the rod free to move (Figure 3.22). Linear speed was measured using an Unimeasure FX-HM-15-N1S-2QC analog position transducer. The motor throttle was set to 100 %, a -5000 N force command was sent for 70 ms to

retract the actuator rod, followed by a 10 ms +5000 N force command to prevent the rod from hitting the top bump stop. Figure 3.23 shows the actuator speed throughout the test, and shows maximum peak linear speed of 1.97 m/s.

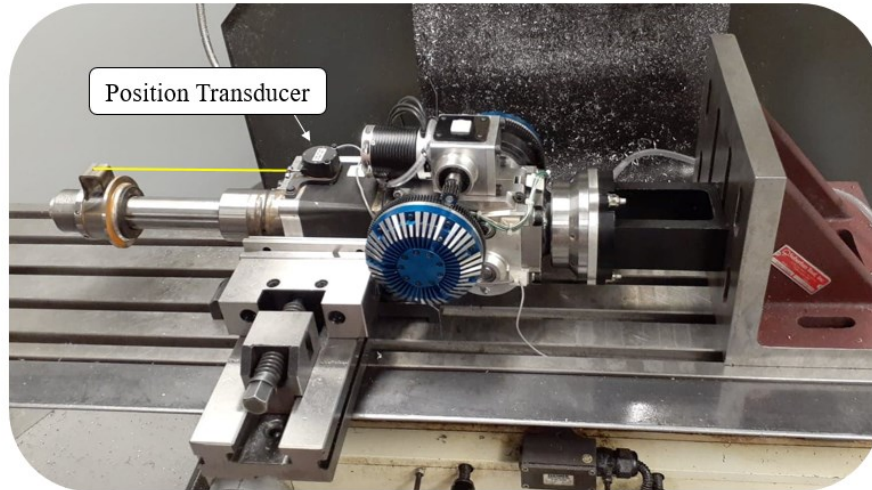


Figure 3.22. MR Actuator Peak Linear Speed Test Setup.

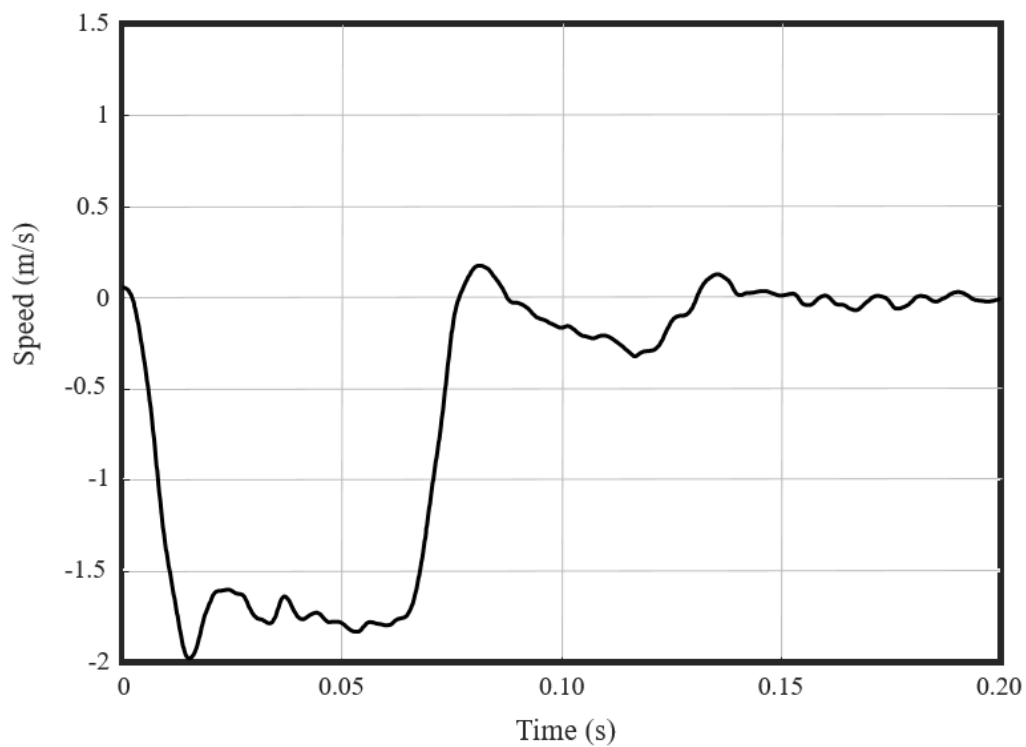


Figure 3.23. MR Actuator Linear Speed
(Actuator Reference Frame).

Bandwidth

The bandwidth was evaluated using the MTS 322-31 (Figure 3.18) which was locked in place to block the output of the MR actuator. A ± 1000 N, 0.1-200 Hz logarithmic chirp force command is sent to the actuator to evaluate the controller's performance. Initial tests showed a blocked output open-loop force bandwidth of 9.4 Hz caused by a force amplitude drop, without significant phase lag. This bandwidth value is comparable to other high-torque MR clutches in the 10 N.m range [4, 22]. Fortunately, because the MR system is transparent and behaves linearly without phase lag due to backlash or friction effects, it is possible to use a model-referenced feedforward controller to compensate the force amplitude decay with significant benefits without any stability issues. The proposed feed-forward controller is depicted in Figure 3.24 and equation (1), and represents the controller's transfer function between the command $X(s)$ and the theoretical actuator force output $Y_{TH}(s)$ modeled as a first order system. If the system's first order model describes well the actuator, the actuator theoretical force $Y_{TH}(s)$ should approximate the real actuator force $Y(s)$ and the amplitude decay between the desired force and real force should easily be compensated. Using only a proportional gain works well in practice and the stability of the controller is guaranteed if $KP > (1 - \tau)$. This strategy is equivalent to applying the input shaping filter of equation (3) to the force command $X(s)$.

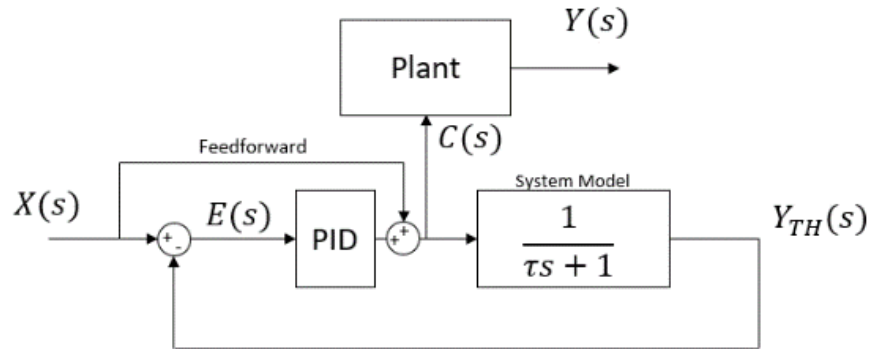


Figure 3.24. Model-Referenced Feedforward Controller.

$$\frac{Y_{TH}(s)}{X(s)} = \frac{KI + (KP + 1)s + KDs^2}{KI + (KP + 1)s + (KD + \tau)s^2} \quad (1)$$

$$\frac{Y_{TH}(s)}{X(s)} = \frac{KP+1}{KP+1+\tau s} \quad \text{if } KI=KD=0 \quad (2)$$

$$\frac{C(s)}{X(s)} = \frac{KP+1+\tau(KP+1)s}{KP+1+\tau s} \quad \text{if } KI=KD=0 \quad (3)$$

The feedforward controller was implemented on the actuator using a gain of $KP=0.8$ and the following system model parameters: a 9.4 Hz first order lag ($\tau=0.0169$ s). Figure 3.25 shows that the controller increased the actuator's blocked output bandwidth by an order of magnitude to 92 Hz, where the phase lag reaches -135° . Further increasing KP yields a higher bandwidth, but results in a positive amplitude gain between 10 and 50 Hz due to an internal mode of the clutch current controller. At 125 Hz, the system hit a major phase shift due to a mechanical resonance. The cause of the resonance is most likely due to the first torsional mode of the clutch output shaft, but remains to be investigated. A 92 Hz blocked output bandwidth largely meets the 50 Hz requirement, so $KP=0.8$ was used for all the tests. Also, the mechanical resonance at 125 Hz is high enough not to be excited by the road [32] and therefore should not cause vibration issues.

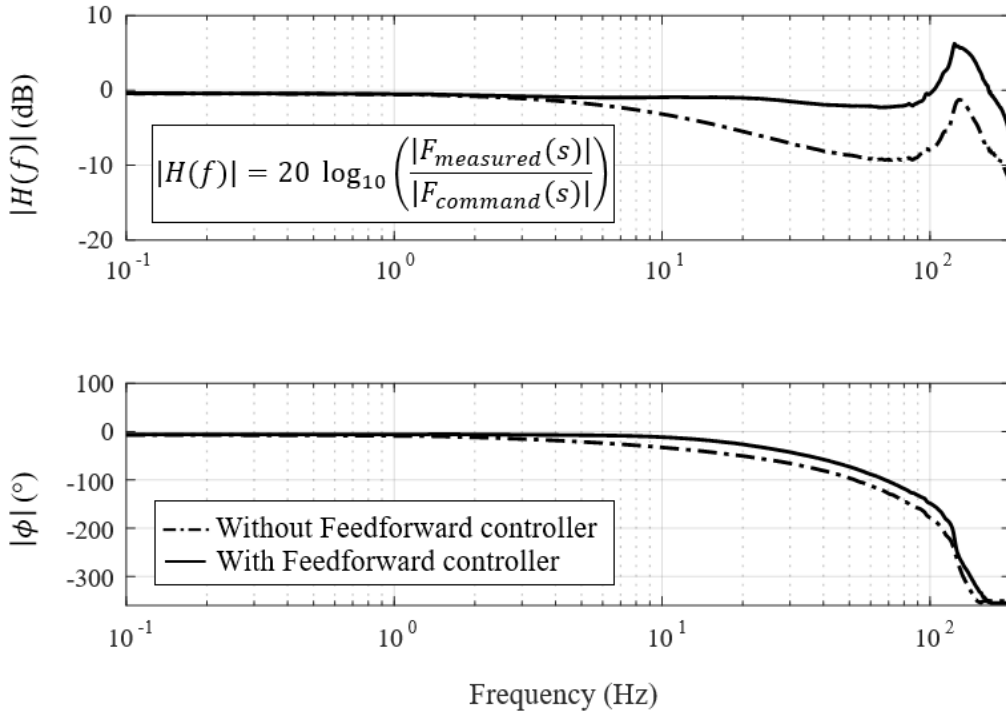


Figure 3.25. MR Actuator Blocked Output Force Bandwidth (Actuator Reference Frame).

3.8.3 Actuator Mass Validations

Added Unsprung Mass and Mass (per corner)

The unsprung and total mass of the MR actuator's final assembled prototype were measured and compared to the stock strut and suspension mass of the test vehicle (Figure 3.26). Compared with the stock strut, the MR actuator increased the total mass by 14 kg, and the unsprung mass by

3 kg. The prototype presented in this study was designed with the goal of minimizing the added mass, but was not optimised for mass (recall that the MR clutches were not originally designed for an automotive suspension application and their mass is not optimised). Further prototype versions of this technology have the potential to be much lighter, mainly because purposely designed clutches will allow for better integration of all mechanical parts and casings. Also, using this actuator on a real-life on road application will allow for a better definition of the requirements, thus allowing for better optimisation of the mass.

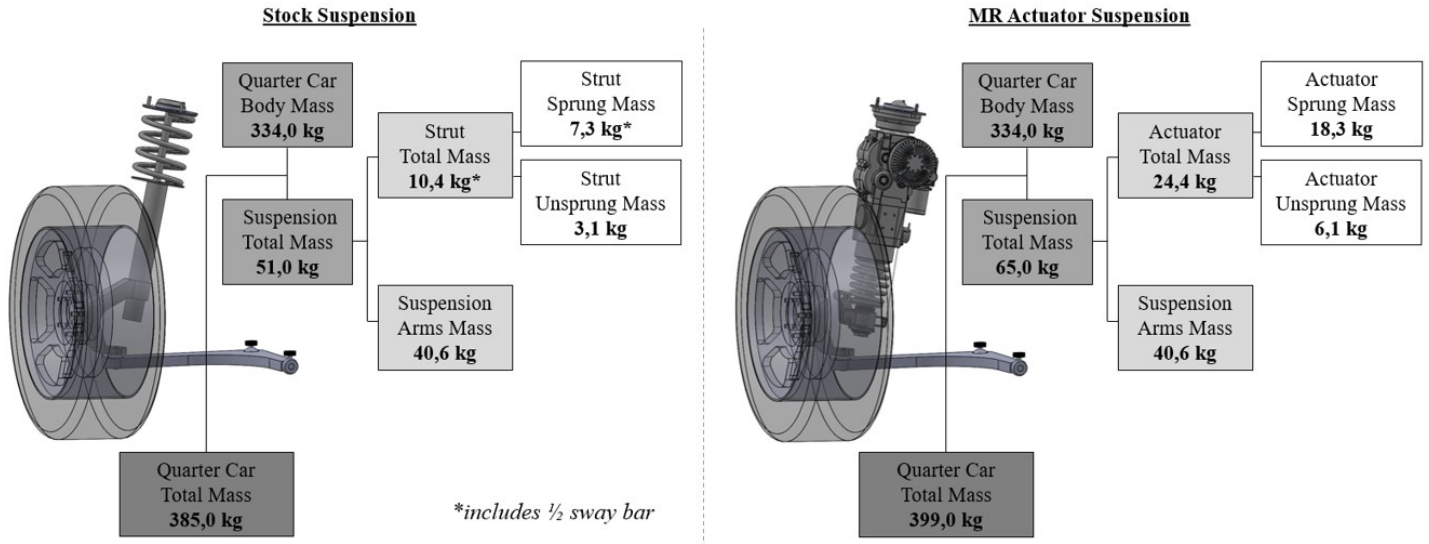


Figure 3.26. Detailed Mass Comparison of Stock Suspension vs. MR Actuator Suspension.

3.8.4 Experimental Results Summary

Table 3.5 shows that the actuator surpasses all the intended design requirements except for power-off damping, which fortunately is easily tunable by tuning the MR clutch design parameters. As it was done for the establishment of design specifications (Table 3.3), the comparison is also made with other relevant active suspension technologies.

Table 3.5. Target vs. Measured Actuator Performance (Actuator Reference Frame).

Design Requirement	Target (BMW 330Ci) <i>Test vehicle</i>	Measured (BMW 330Ci) <i>Test vehicle</i>	Audi (Audi A8) [17] [18] [21]	Eindhoven (BMW 530i) [12]
Peak power (W)	5250	6500	2000	N/A
Peak force (N)	±3324	±5300	±5000	±2400
Continuous force (N)	±2878	±2878	N/A	±1000
Vehicle mass-specific force (N/kg)	2.2	3.5	2.5	1.6
Coulomb friction (N)	±66	±36	N/A	±80
Power-off damping (Ns/m)	1167	638	N/A	1450

Peak linear speed (m/s)	± 1.58	± 1.97	N/A	± 1.00
Bandwidth (Hz)	50	92	5	50
Added unsprung mass per corner (kg)	Minimize	3	33.9	5
Added mass per corner (kg)	Minimize	14	37.5	10

Results from the experimental assessment confirm that the MR technology is simultaneously superior both in terms of maximum force and of maximum bandwidth, with negligible parasitic forces and added unsprung mass when compared to other relevant technologies such as geared motors and direct-drive electromagnetics. These results reveal that MR actuators have significant advantages over conventional actuation technologies for vibration control even when scaled-up to the power and forces required by automotive active suspension applications.

3.9 Conclusion

This paper studied the potential of controlled slippage MR clutches in an uninvestigated and scaled-up vibration control application consisting of automotive active suspensions to cancel road vibrations and correct vehicle attitude during maneuvers. An MR strut actuator prototype was designed and built to assess its capabilities in terms of force, linear speed, bandwidth and parasitic forces. The prototype was designed to replace the stock front Macpherson struts of a 2001 BMW 330Ci. Based on a full car model built in Siemens Amesim and validated through instrumentation of a test vehicle, meaningful design requirements for an active suspension were defined and used for the design of the MR actuator. The proposed actuator uses a high-speed brushless motor to feed a pair of readily available counter-rotating MR clutches to provide upward and downward forces on a ball spline supported rack and double pinion mechanism.

An experimental characterization was conducted to verify each design requirement and identify the strengths and weaknesses of the MR actuator approach. A rotary test bench was used to characterize the performance of the MR clutches and high-speed electric motor. The MR clutch showed an off-state torque of 0.0031 N.ms/Rad, a maximum torque of 37 N.m and a blocked output force bandwidth of 7 Hz, while the electric motor showed maximum continuous power of 6.5kW, and a continuous torque of 3.8 N.m from 350 to 16500 RPM. When installed on an MTS linear dynamometer rig, the actuator was able to output a peak force of ± 5300 N, a peak linear speed of ± 1.97 m/s and a blocked output force bandwidth of 92 Hz using an input-shaping filter. Compared with the stock suspension strut, the MR actuator has an added mass of 14 kg, with an added unsprung mass of 3 kg.

Results show that MR actuation surpasses all intended meaningful design requirements excepted for power-off damping (which is of secondary order importance). Hence, it can be concluded that MR slippage actuation is highly promising for vibration control applications in scaled-up conditions such as automotive active suspension.

When compared to other relevant technologies such as geared motors and direct-drive electromagnetics, MR actuators still have significant advantages when scaled-up for the power and forces required by automotive active suspension applications. The slippage approach is still emerging and has many challenges remaining to be studied such as MR-fluid life and actuator power consumption. Since MR-fluids have made their way into commercial semi-active suspensions, it is expected that their fully active versions have the potential to do it as well.

Future work will integrate multiple linear actuator prototypes on the test vehicle for an on-road experimental characterization. The rolling testbed will investigate motion controllers specific to MR-actuator characteristics. In particular, advanced control strategies will be developed to simultaneously control both clutch torque and motor speed to minimize power consumption and MR-fluid wear.

3.10 Acknowledgments

The authors would like to thank Exonetik Inc. for their technical and financial support, as well as MITACS, FRQNT Master's Research Scholarship, Canada Research Chair and NSERC Discovery Grants Program for their financial support. The authors would also like to thank SRP Control Systems Ltd., KDE Direct, Advanced Motion Control, and Maxx amps for the quality hardware. The authors especially thank Mathieu Lamy, John Bass, and Dr. Patrick Chouinard for their support.

4 CONCLUSION

4.1 Sommaire

Ce mémoire a étudié le potentiel d'utiliser des embrayages MR glissants pour une application de suspension active pour le domaine de l'automobile en développant un prototype d'actionneur linéaire MR pour en évaluer la force, la vitesse linéaire, la bande passante et les forces parasites. Le prototype a été conçu pour remplacer la jambe de suspension avant d'une BMW 330ci 2001. Basé sur un modèle de véhicule complet développé dans le logiciel Amesim et validé par l'instrumentation d'un véhicule test, des requis de design représentatifs ont pu être définis. Ceux-ci ont ensuite servi pour la conception du prototype. Ce prototype d'actionneur est composé d'un moteur électrique à haute vitesse qui entraîne une paire d'embrayages MR opposés. Ceux-ci produisent des forces vers le haut et vers le bas qui sont transférées par un mécanisme de doubles pignons-crémaillère supporté par un arbre cannelé à billes.

La caractérisation expérimentale démontre que l'actionneur linéaire MR proposé dépasse tous les requis de conception établis. Un banc de test rotatif a été utilisé pour caractériser les performances de l'embrayage MR couplé au moteur électrique à haute vitesse. Celui-ci démontre que l'embrayage est capable de transmettre un couple maximal de 37,5 Nm, et que le moteur est capable de produire une puissance maximale continue de 6.5 KW, ainsi qu'un couple continu de 3,8 Nm de 350 à 16500 RPM. Lorsqu'installé sur un dynamomètre de type MTS, l'actionneur a produit une force maximale de ± 5300 N, a atteint une vitesse maximale de $\pm 1,97$ m/s et une bande passante de 92 Hz en utilisant un filtre de modification de la commande. En comparant l'actionneur avec la jambe de suspension d'origine du véhicule, l'actionneur MR a une masse ajoutée de 14 kg, et une masse suspendue ajoutée de 3 kg.

Les résultats de cette analyse expérimentale démontent que l'actionnement MR par glissement est prometteur pour des applications de suspension active dans le domaine de l'automobile, puisque ce premier prototype non optimisé a pu atteindre des requis de design représentatifs et les objectifs de résistance structurelle. En comparaison avec d'autres technologies pertinentes comme l'actionnement par moteurs électriques avec transmission ou l'actionnement électromagnétique, l'approche MR démontre simultanément une plus grande densité de force et une plus grande vitesse (bande passante) tout en ajoutant une masse minime. Cela démontre que les actionneurs MR ont un avantage significatif par rapport aux technologies d'actionnement conventionnelles pour les puissances et les forces requises pour des applications de suspension automobile actives. Toutefois, l'approche de contrôle par glissement est en émergence, et présente plusieurs défis à adresser et étudier, tels que la durée de vie du fluide MR et la consommation de puissance des actionneurs.

4.2 Travaux futurs

La prochaine étape de ce projet est l'intégration de plusieurs prototypes d'actionneurs linéaires sur un véhicule de test pour faire une caractérisation expérimentale sur route. Pour se faire, plusieurs étapes seront nécessaires telles que : la fabrication d'un second actionneur avant, la modification du véhicule pour l'installation des deux actionneurs avant, le design/fabrication/assemblage des deux actionneurs arrière, ainsi que l'installation embarquée de tous les circuits de puissance, de capteurs et de contrôle nécessaires. Cette plateforme de test roulante va pouvoir évaluer différentes stratégies de contrôle spécifiques aux caractéristiques de l'actionnement MR. En particulier, des stratégies avancées vont être développées pour contrôler simultanément le couple des embrayages et la vitesse du moteur pour minimiser la consommation de puissance et l'usure du fluide MR.

RÉFÉRENCES

- [1] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, 2^e éd. Springer US, 2006.
- [2] C. Diels et J. E. Bos, « Self-driving carsickness », *Appl. Ergon.*, vol. 53, p. 374-382, 2016, doi: 10.1016/j.apergo.2015.09.009.
- [3] B. Howard, « Bose Sells Off Its Revolutionary Electromagnetic Suspension », *ExtremeTech*, nov. 15, 2017. <https://www.extremetech.com/extreme/259042-bose-sells-off-revolutionary-electromagnetic-suspension> (consulté le mars 16, 2020).
- [4] M.-A. Bégin, « Experimental Assessment of a Controlled Slippage Magnetorheological Actuator for Active Seat Suspensions », *IEEE/ASME Trans. Mechatron.*, vol. 23, n° 4, p. 1800-1810, août 2018, doi: 10.1109/TMECH.2018.2836351.
- [5] J. Martien, « History of Active Suspension », *DSC Sport*, mai 10, 2018. <https://www.dscsport.com/2018/05/10/history-of-active-suspension/> (consulté le nov. 09, 2018).
- [6] K. Howard, « Active suspension », *Motor Sport*, p. 70-74, déc. 2001.
- [7] « Mercedes-Benz Pioneers Fully Active Suspension », *Mercedes-Benz Media Newsroom Canada*, févr. 21, 2006. <https://media.mercedes-benz.ca/releases/mercedes-benz-pioneers-fully-active-suspension>.
- [8] B. L. J. Gysen, J. J. H. Paulides, J. L. G. Janssen, et E. A. Lomonova, « Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics », *IEEE Trans. Veh. Technol.*, janv. 2010, doi: 10.1109/TVT.2009.2038706.
- [9] P. J. Venhovens, « Optimal control of vehicle suspensions », Ph.D. Thesis, Technical University Delft, 1993.
- [10] W. D. Jones, « Easy ride: Bose Corp. uses speaker technology to give cars adaptive suspension », *IEEE Spectr.*, vol. 42, n° 5, p. 12-14, mai 2005, doi: 10.1109/MSPEC.2005.1402708.
- [11] H. Bill, « Bose's amazing active suspension uses speaker technology », sept. 24, 2011. <https://www.extremetech.com/extreme/97177-bose-active-suspension-moves-toward-market/2>.
- [12] V. der S. T.P.J., « Control of an automotive electromagnetic suspension system », Eindhoven, 2011.
- [13] « ClearMotion - Proactive Ride », *ClearMotion*. <https://www.clearmotion.com/technology>.
- [14] « A clear path to achieving a DS-like ride in ordinary cars? », *Citroën Vie*, mai 02, 2018. <https://citroenvie.com/a-clear-path-to-achieving-a-ds-like-ride-in-ordinary-cars/>.
- [15] P. Sawers, « ClearMotion raises 115\$ million for “digital chassis” that makes car rides smoother », *Venture Beat*, janv. 09, 2019. <https://venturebeat.com/2019/01/09/clearmotion-raises-115-million-for-digital-chassis-that-makes-car-rides-smoother/>.
- [16] « ClearMotion - Product Overview & Technical Deep Dive ».
- [17] Audi, « Audi A8 - Active Chassis », 2017. https://www.audi.com/en/innovation/design/more_personal_comfort_a8_active_chassis.html.
- [18] I. Adcock, « Audi details new A8 active suspension », *Sae International*, juill. 14, 2017. <https://www.sae.org/news/2017/07/audi-details-new-a8-active-suspension> (consulté le nov. 09, 2018).

- [19] B. L. J. Gysen, J. L. G. Janssen, J. J. H. Paulides, et E. A. Lomonova, « Design aspects of an active electromagnetic suspension system for automotive applications », *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 45, n° 5, p. 1589-97, oct. 2009, doi: 10.1109/TIA.2009.2027097.
- [20] ClearMotion, « ClearMotion [automobile ride control system] », in *2016 IEEE Hot Chips 28 Symposium (HCS)*, 21-23 Aug. 2016, 2016, p. 19 pp., doi: 10.1109/HOTCHIPS.2016.7936216.
- [21] P. D. P. E. Pfeffer, *8th International Munich Chassis Symposium 2017: chassis.tech plus*. Springer, 2017.
- [22] P. Chouinard, « Conception et validation expérimentale d'un système d'embrayages magnétorhéologiques à glissement continu pour les commandes de vol d'aéronefs », Sherbrooke, Québec, Canada, 2014.
- [23] P. Fauteux, M. Lauria, B. Heintz, et F. Michaud, « Dual-differential rheological actuator for high-performance physical robotic interaction », *IEEE Trans. Robot.*, vol. 26, p. 607-618, juill. 2010, doi: 10.1109/TRO.2010.2052880.
- [24] J. C. Dixon, *The Shock Absorber Handbook*. Wiley, 2007.
- [25] Suspension Spot, « The Incredible Bose Active Suspension System », *Suspension Spot*, janv. 22, 2018. <https://suspensionspot.com/blogs/news/the-incredible-bose-active-suspension-system> (consulté le avr. 07, 2020).
- [26] Creative Commons, *2000 BMW M3 E46 Coupe blueprints free*. .
- [27] K. J. Åström et R. M. Murray, *Feedback systems: an introduction for scientists and engineers*. Princeton: Princeton University Press, 2008.
- [28] D. HROVAT, « Influence of unsprung weight on vehicle ride quality », *Journal of sound and vibration*, p. 497-516, 1988.
- [29] L. Ming-chun, Z. Chen-ning, et W. Zhi-fu, *Research on the Influence of Unsprung Mass on Vehicle Handling Stability*. .
- [30] J. Zhang, H. Zhang, C. Du, et W. Zhao, « Research on the dynamics of ballscrew feed system with high acceleration », *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 111, p. 9-16, mai 2016, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2016.09.001.
- [31] A. Stock, « Comparing Performance and Efficiency of Linear Motors, Ball Screws, and Rack-and-Pinion Drives. », *Mach. Des.*, févr. 2010, Consulté le: sept. 30, 2019. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.machinedesign.com/archive/comparing-performance-and-efficiency-linear-motors-ball-screws-and-rack-and-pinion-drives>.
- [32] G. Loprencipe et P. Zoccali, « Use of generated artificial road profiles in road roughness evaluation », *J. Mod. Transp.*, vol. 25, n° 1, p. 24-33, mars 2017, doi: 10.1007/s40534-017-0122-1.